

Simulation von Misuse-Lastfällen zur Bewertung der Crash-Sensorik und Entwicklung einer Metrik zur objektiven Signalkorrelation

Simulation of misuse load cases to assess the crash sensing system and development of a metric for objective correlation of signals

Zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation von Robert Murmann, M.Sc. aus Aschaffenburg

Tag der Einreichung: 30.06.2015, Tag der mündlichen Prüfung: 07.10.2015

Darmstadt 2015 — D 17

1. Gutachten: Prof. Dr. rer. nat. Michael Schäfer
2. Gutachten: Prof. Dr. rer. nat. Lothar Harzheim
3. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Stefan Dominico
4. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Helmut Schürmann



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Fachbereich Maschinenbau
Fachgebiet Numerische Berechnungs-
verfahren im Maschinenbau

Simulation von Misuse-Lastfällen zur Bewertung der Crash-Sensorik und Entwicklung einer Metrik zur objektiven Signalkorrelation
Simulation of misuse load cases to assess the crash sensing system and development of a metric for objective correlation of signals

Genehmigte Dissertation von Robert Murmann, M.Sc. aus Aschaffenburg

1. Gutachten: Prof. Dr. rer. nat. Michael Schäfer
2. Gutachten: Prof. Dr. rer. nat. Lothar Harzheim
3. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Stefan Dominico
4. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Helmut Schürmann

Tag der Einreichung: 30.06.2015

Tag der mündlichen Prüfung: 07.10.2015

Darmstadt 2015 — D 17

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als:

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-51448

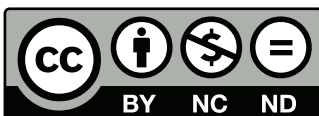
URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/5144>

Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints,

E-Publishing-Service der TU Darmstadt

<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de>

tuprints@ulb.tu-darmstadt.de



Die Veröffentlichung steht unter folgender Creative Commons Lizenz:

Namensnennung – Keine kommerzielle Nutzung – Keine Bearbeitung 3.0 Deutschland

<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/de/>

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Zeit als Doktorand bei der Adam Opel AG, Rüsselsheim. Ihr Entstehen wäre ohne die vielfältige Unterstützung, die ich während dieser Zeit erfahren durfte, nicht möglich gewesen.

An erster Stelle danke ich Prof. Dr. rer. nat. Lothar Harzheim für die Betreuung dieser Arbeit. Die vielen wertvollen Diskussionen, Anregungen und Hilfestellungen haben meine Arbeit stets vorangebracht und wesentlich zum Gelingen dieser Dissertation beigetragen. Ganz besonders danke ich auch Prof. Dr.-Ing. Stefan Dominico, für seine Bereitschaft mich während meiner Doktorandenzeit zu betreuen und jederzeit mit Rat und Tat zu unterstützen. Die Teilhabe an seinem Wissen und seinen Erfahrungen waren ein sehr wertvoller Teil meiner Ausbildung.

Großer Dank gebührt Prof. Dr. rer. nat. Michael Schäfer für die tatkräftige Unterstützung meines Promotionsvorhabens und für sein Vertrauen, welches es mir ermöglichte, diese Arbeit als externer Doktorand durchzuführen. Ebenfalls bedanke ich mich bei Prof. Dr.-Ing. Helmut Schürmann für die Bereitschaft das vierte Gutachten zu übernehmen und für seine wertvollen Hinweise und Ratschläge.

Mein Dank gilt auch meinen ehemaligen Opel- und GM-Kollegen. Besonders danke ich Bernd Gosolits für die Unterstützung in all meinen Vorhaben, für das jahrelange Mentoring, die vielen Gespräche und das Teilen seiner Erfahrungen, von denen ich bis heute profitiere. A special thanks goes to Matthew Jerinsky for his support, his valuable feedback and his interest in all of my work. Ich danke Susanne Rucker, Dr. Srinath Vadlamudi, Torsten Gärtner, Thorsten Fischer, Radu Visinescu und Ricardo Tejero de la-Piedra für das stets sehr angenehme Arbeitsumfeld. Ebenfalls danke ich Engelbert Ehrmann, Stefan Vogel, Ralf Kippenberger, Christian Ott und Heiko Schebdat für die Unterstützung und die wertvollen Diskussionen. Ferner bedanke ich mich bei Prof. Dr.-Ing. Thomas Kiefer, Dietmar Wagner, Randy Patalon, Dr. Rainer Immel und Anand Nair für ihre Beiträge zum Gelingen dieser Arbeit. Nicht zuletzt danke ich den Kollegen des Testcenter Dudenhofen und der Bereiche Vehicle CAE und Crashworthiness CAE für ihre Unterstützung.

Ganz besonders danke ich Thomas Streubel, Falko Küster, Dr. Lena Rittger, Carsten Büttner, Sinu Joseph und allen meinen Mitdoktoranden. Danke für den Austausch, den Ansporn, die Gespräche und die Ablenkungen, die den (Arbeits-)Alltag stets so sehr bereicherten. Die Doktorandenzeit wäre ohne Euch um so vieles ärmer gewesen!

Ganz herzlich danke ich meinen Freunden und meiner Familie, die allesamt einen Anteil hatten, dass ich diese Arbeit erfolgreich durchführen konnte. Danke an Dr. Henning Murmann für die Hilfe bei der Korrektur. Danke an Kilian für ein immer offenes Ohr und die Ratschläge aus und zu dem Leben eines Doktoranden. Danke an Marlitt und Rapha für all die wichtigen alltäglichen Kleinigkeiten. Danke an Jochen, Serkan und alle Freunde von Jodis, für die zahlreichen Gelegenheiten immer wieder neue Kräfte zu sammeln. Es ist gut zu wissen, that you never lunge walk alone.

Der größte Dank gilt meinen Eltern für ihre stete, grenzenlose Unterstützung.

Royal Leamington Spa,
im November 2015

Robert Murmann

Kurzfassung

Ein wesentlicher Aspekt in der Fahrzeugentwicklung ist das Realisieren einer hohen passiven Sicherheit, d. h. einer Minderung der Unfallfolgen. Die Rückhaltesysteme sind hierfür eine Maßnahme zum Schutz der Insassen. Wesentliche Komponenten des Rückhaltesystems sind die Airbags und Gurtstraffer. Die Entscheidung zur Auslösung und der geeignete Zeitpunkt richten sich nach der Kollisionsschwere und -richtung. Zur Detektion der Kollisionen werden Beschleunigungssensoren an verschiedenen Positionen der Karosserie eingesetzt. Die von diesen Sensoren gemessenen Signale werden von einem Algorithmus verarbeitet, der auf Basis der Signale die Ereignisse klassifiziert. Im Steuergerät fällt somit die Entscheidung über die Auslösung der Rückhaltesysteme. Während der Entwicklung eines Fahrzeugs gilt es den Algorithmus entsprechend zu kalibrieren. Die Kalibrierung erfolgt anhand einer Vielzahl unterschiedlicher Signale aus verschiedenen getesteten und simulierten Lastfällen sowie Crash-Szenarien. Zur Überprüfung der Kalibrierung werden zusätzlich verschiedene sog. Misuse-Versuche durchgeführt. Anhand dieser wird überprüft, dass eine Auslösung nur erfolgt, wenn die Insassen die Schutzwirkung der Rückhaltesysteme tatsächlich benötigen. Bislang wurden numerische Simulationsmethoden zur Abbildung solcher Misuse-Versuche nur vereinzelt eingesetzt.

In dieser Arbeit werden Methoden aufgezeigt, wie mittels Finite-Elemente(FE)-Simulation solche Signale in Misuse-Lastfällen generiert werden können. Dazu werden aus den drei Misuse-Kategorien (Laborversuche, Schlittenversuche, Fahrversuche) repräsentative Lastfälle untersucht. Als Ausgangspunkt dient ein FE-Modell mit dem die Crash-Berechnung im Solver LS-DYNA (explizit) durchgeführt wird. Zunächst wird dargestellt, welche Modifikationen grundsätzlich an diesem Modell vorgenommen werden müssen, um es zur Simulation der Sensorsignale (Sensing-Simulation) in Misuse-Lastfällen einsetzen zu können. Im Wesentlichen sind dies geometrische Korrekturen, das Untersuchen der Art der Aufbringung von Vorspannungen in Schraubverbindungen und die geeignete mathematische Formulierung von Kontakten zwischen Bauteilen. Anhand dieser Modifikationen erhöht sich die Modellqualität. Dies ermöglicht es, Signale mit geringem Rauschanteil zu generieren und diese somit für die Kalibrierung einsetzen zu können.

Ferner wird untersucht, wie durch die Berücksichtigung der Versuchsaufbauten und durch einen höheren Detaillierungsgrad des Fahrzeugmodells Signale erzeugt werden können, die gut mit den vorliegenden Signalen aus Versuchen korrelieren. Als Repräsentanten der Labor-Lastfälle werden Türzuschlag, das Zuschlagen der Motorhaube und Pendelschläge auf die Karosserie untersucht. Insbesondere in den Pendelschlag-Lastfällen erweist sich die Modellierung von bislang nicht berücksichtigten Schaumeinlegern als entscheidend um Signale zu simulieren, die mit gemessenen Signalen korrelieren und sich somit für die Kalibrierung des Steuergerätes eignen. In der Kategorie der Schlittenversuche wird das seitliche Bordsteinanrutschen betrachtet. Dabei stellt sich die Modellierung des Fahrwerks als wesentlich für eine gute Signalkorrelation dar. Die Vorspannung in der Radaufhängung gilt es zu berücksichtigen. Ebenso ist es nötig, die Elastomerlager detailliert abzubilden, sowohl geometrisch als auch hinsichtlich ihrer Materialcharakteristik. In der Kategorie der Fahrversuche wird die Schlaglochdurchfahrt untersucht. Dazu wird ein für die Sensing-Simulation neuer Ansatz erprobt. Es werden vorhandene Modelle zur Simulation von Schlaglochdurchfahrten in der Mehrkörpersimulation (MKS) verwendet und überprüft, ob sich diese zur Koppelung mit den FE-Modellen zur Sensing-Simulation eignen. Dazu werden in der MKS die Lasten für die Krafteinleitung in die Karosserie erzeugt und an den Verbindungspunkten zwischen Karosserie und Fahrwerk in das FE-Modell eingeleitet. Es zeigt sich, dass auf diese Weise Signale simuliert werden können, die im Rahmen der Versuchsstreuung gut mit den gemessenen Signalen korrelieren. Die Kopplung zwischen MKS und FEM erweist sich damit als ein für die Sensing-Simulation nutzbarer Ansatz.

Die Verwendung von Simulationsmethoden verlangt, dass ein Nachweis über die erreichbare Ergebnisgüte geführt wird. Ein solcher Nachweis ist wichtig, um die nötige Akzeptanz für die Simulationsmethoden und das nötige Vertrauen in die Prädiktivität der Ergebnisse sicherzustellen. Um dies zu erreichen, empfiehlt es sich einem Verifizierungs- und Validierungsprozess (V&V-Prozess) zu folgen. Ein wesent-

licher Aspekt in einem V&V-Prozess ist der Vergleich zwischen Simulations- und Versuchsergebnissen und die Bewertung, wie gut diese übereinstimmen. Diese Bewertung führt zur Entscheidung, ob ein Modell als validiert bezeichnet wird. Aufgrund der Relevanz dieser Entscheidung sollte sie so objektiv wie möglich getroffen werden. Mit der Verwendung von Metriken zur Korrelation der Ergebniskurven lässt sich dies umsetzen. In dieser Arbeit werden verschiedene Metriken aus der Literatur betrachtet und allgemeine Anforderungen und solche, die sich aus dem Kontext der Sensing-Simulation von Misuse-Lastfällen ergeben, an die Metriken formuliert. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, wird die Metrik CoSi (Correlation of Signals) entwickelt und mit Metriken aus der Literatur verglichen. CoSi ermöglicht anhand von Ergebnisfaktoren die objektive Bewertung des Übereinstimmungsgrades von Kurven und erlaubt eine einfache und eindeutige Interpretation dieser Faktoren. Als Grundlage der Bewertung dient ein Korridor um eine Kurve, der nicht nur Abweichungen in Abszissen-Richtung, sondern auch auf der Ordinate berücksichtigt. Im Bewertungsprozess werden Unsicherheiten und Streuungen in beiden Kurven berücksichtigt. Zudem ist CoSi in der Lage, Kurven automatisiert aufeinander zu legen und bestimmt so den nötigen Zeit-Shift zwischen den Signalen, um die beste Übereinstimmung zu erreichen. Anhand von CoSi werden die Korrelationen in dieser Arbeit zur Entwicklung der Modelle für die Sensing-Simulation durchgeführt.

Abstract

One essential aspect of the vehicle development is to ensure high passive safety, i.e. the reduction of the accidents' consequences. One part of the passive safety concept is the restraint system, which couples the occupants to the structure of the vehicle, hence decelerates them in the event of a crash and, furthermore, helps to avoid that they impact on any interior parts. Main components of the restraint system are airbags and belt-pretensioner. Deploying these components provides the protection for the occupants. The actual decision and time whether and when to deploy depends on the crash severity and direction. Acceleration sensors in various positions of the vehicle's body are used to detect the crash. The signals which are measured by these sensors are processed by an algorithm, which classifies the events. Based on the classification the control unit decides whether a deployment of the restraint system is required. The algorithm needs to be calibrated accordingly during the vehicle development, ideally by using a high number of signals from various events. Furthermore, misuse tests (also commonly referred to as immunity tests) are conducted to ensure the robustness of this calibration against unwanted deployment. So far, CAE has not been widely used to support in these misuse tests.

In this thesis measures are shown of how to simulate sensor signals in misuse load cases. Out of the three existing test categories, lab tests, sled tests and road tests, representative load cases are selected for simulation. Starting point is a finite element (FE) model used for crash simulation in the FE-solver LS-DYNA. Firstly, it will be shown which modification are basically required to make the model sufficient for sensing simulation in general and to use it in misuse load cases in particular. Basically, this is achieved by means of geometric corrections, checking the way initial stresses are applied to the model and how contacts between components are numerically modeled. Using these modifications, the model quality increases and allows to generate sensing signals with considerable less noise, which makes them feasible to use for the purpose of calibration.

To achieve signals which correlate well with test data, it requires the correct consideration of the test set-up in the simulation model and an increased level of detail in the model. Door slams, hood slams and pendulum impacts are researched as representatives of this lab tests category. Especially in simulating the pendulum impacts, the modeling of so far unconsidered foam inlays proves itself to be essential for a proper signal correlation. This makes the signals eventually feasible to be used for calibration of the control unit. Out of the second category the lateral curb impact will be considered. The modeling of the chassis is important there for a good signal correlation. The modeling of the pre-stressed suspension and the bushings, regarding their material properties, are key aspects for good simulation results. Pothole driving is representing the road tests as third category of misuse tests. A new approach for sensing simulation is considered. Available models to simulate pothole driving in multi body simulations (MBS) are used and checked whether they can be coupled with FE models and used for the purpose of sensing simulation. In MBS loads are generated and used as force input into the FE simulation and applied to the body at the coupling points of suspension and chassis. It has been shown that by this approach signals can be simulated which match the test results under consideration of the normal test deviations. Hence, the coupling of MBS and FEM proves to be a feasible approach for sensing simulation.

The use of simulation methods always requires the confirmation of the result quality, as well as the prove that simulation and test deliver comparable results. Such a confirmation is crucial for the acceptance of the simulation methods and to generate the required trust in the predictive capabilities of the results. Only if these are achieved, CAE can be used beneficially as essential part in the vehicle development process and provide valuable results. Hence, the use of a verification and validation process (V&V) is recommended. One essential aspect within this V&V is the comparison of simulation and test result and to decide whether they represent each other sufficiently. This leads to the decision whether a model is called validated. Since this decision is important for the intended use of the simulation, it is supposed to be as objective as possible. This can be achieved by using a metric. In this thesis various metrics from literature are reviewed and special requirements formulated as result of the intended field of application in the context of sensing simulation and misuse testing. The newly developed metric CoSi (Correlation

of Signals) is presented and compared to metrics from literature. CoSi allows an objective assessment of the level of agreement between two curves using certain result factors. They are designed so that their meaning can be understood and interpreted easily and independently. The assessment is based on a corridor around one curve. This corridor considers deviation not only in direction of abscissa but in direction of the ordinate as well. Furthermore the deviations and variances which can be expected in the results are considered in both of the curves. CoSi is able to adjust and shift the curves automatically to achieve the best match between the curves. CoSi has been used during all the correlation work in the development of the new simulation measures for sensing immunity simulation.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	III
Symbolverzeichnis	IV
1 Einleitung	1
1.1 Aufbau und Entwicklung des Crash-Sensierungssystems	2
1.2 Bedeutung der Misuse-Lastfälle für die Entwicklung des Crash-Sensierungssystems	6
1.3 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit	7
2 Grundlagen der CAE-Nutzung im Kontext der Crash-Sensierung	10
2.1 Stand der Technik zur CAE-Nutzung in der Fahrzeugentwicklung	10
2.1.1 Nutzung von CAE zur Untersuchung des Unfallverhaltens	10
2.1.2 Simulation von Crash-Sensierungssignalen	11
2.2 Reale und virtuelle Crash-Sensorik	14
2.2.1 Virtuelle Messkette zur Signalgenerierung	17
2.2.2 Signaltransformation am Beispiel einer konstanten Kreisbewegung	20
2.2.3 Signalfilterung	23
3 Methode zur Bewertung der Übereinstimmung von Kurven	24
3.1 Notwendigkeit objektiver Vergleichskriterien	24
3.2 Validierungsmetriken in der Literatur	27
3.3 Anforderungen an die Methode	33
3.4 Correlation of Signals (CoSi) - eine Metrik zur objektiven Signalkorrelation	35
3.4.1 Entwicklung einer neuartigen Korridormethode	35
3.4.2 Formulierung von Qualitätsfaktoren	39
3.4.3 Bestimmung des Zeit-Shifts	45
3.4.4 Verfahren zum Vergleich zweier Kurven	46
3.5 Verwendung von CoSi und Diskussion der Eigenschaften	50
3.5.1 Kurven- und Parameterinput für CoSi	50
3.5.2 Wahl der Korridorgröße	51
3.5.3 Demonstration der Funktion von CoSi und Anwendungsbeispiele	54
3.5.4 Einfluss verschiedener Parameter-Einstellungen	56
3.6 Vergleich mit Metriken aus der Literatur	58
3.6.1 Vergleich mit Kurven von Geers	58
3.6.2 Vergleich mit Kurven von Whang	61
3.6.3 Vergleich mit Kurven von Russel	63
3.6.4 Vergleich mit Kurven aus Misuse-Lastfällen	65
3.7 Diskussion	67
4 Simulation der Crash-Sensorsignale	70
4.1 Vorbereitung der Modellbasis	70
4.1.1 Maßnahmen zur Modellkorrektur	70
4.1.2 Auswirkungen der Korrekturen im Gesamtfahrzeugmodell	74
4.1.3 Auswirkungen der Korrekturen auf das Sensing-Signal	75
4.2 Auswahl der zu simulierenden Lastfälle	77
5 Simulation der Laborversuche	80
5.1 Simulation des Türzuschlags	80

5.2	Simulation des Haubenzuschlags	83
5.3	Simulation des Pendelschlags	86
5.4	Diskussion zur Simulation der Laborversuche	90
6	Simulation der Schlittenversuche	92
6.1	Versuchsaufbau zur Abbildung des seitlichen Bordsteinanrutschens	92
6.2	Simulation des seitlichen Bordsteinanrutschens	94
6.2.1	Modellvorbereitung und -aufbau	94
6.2.2	Modellierung der Radaufhängung	97
6.2.3	Modellierung der Elastomerlager	101
6.3	Diskussion zur Simulation der Schlittenversuche	104
7	Simulation der Fahrversuche am Beispiel der Schlaglochdurchfahrt	107
7.1	Modellierungsansatz zur Simulation der Schlaglochdurchfahrt	108
7.2	Verwendbarkeit von Sub-Modellen	111
7.2.1	Kraft-Input am Radträger	111
7.2.2	Kraft-Input am Dom und an der Querlenkeranbindung	113
7.3	Diskussion zur Simulation der Fahrversuche	115
8	Zusammenfassung und Ausblick	118
8.1	Zusammenfassung	118
8.2	Ausblick	120
	Literatur	123
	Abbildungsverzeichnis	131
	Tabellenverzeichnis	132
A	Herleitung der Euler-Rodriguez-Formel und Rotationsmatrix	133
B	Ergänzende Informationen zur Metrik CoSi	135
B.1	Bestimmung des kürzesten Abstandes	135
B.2	Skalierung der Ergebniskurve	136
B.3	Streudiagramme zur Korrelation der Ergebniskoeffizienten CoSi, Geers, CORA	137
C	Simulation der Misuse-Lastfälle	138
C.1	Türzuschlag	138
C.2	Pendelschlag	139
C.3	Seitliches Bordsteinanrutschen	139
C.4	Schlaglochdurchfahrt	139

Abkürzungsverzeichnis

ACU	Airbag Control Unit
ALE	Arbitrary Lagrangian Eulerian
ASME	American Society of Mechanical Engineers
AZT	Allianz Zentrum für Technik
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
CFC	Channel Frequency Classes
CORA	Correlation and Analysis
CoSi	Correlation of Signals
DTW	Dynamic Time Warping
EARTH	Error Assessment of Response Time Histories
ECU	Electrical Control Unit
EFS	Electronic Front Sensor
FE	Finite Elemente
FEA	Finite Element Analysis
FEM	Finite Elemente Methode
FHWA	Federal Highway Administration
GTR	Global Technical Regulations
IIHS	Insurance Institute for Highway Safety
ISO	International Organisation for Standardization
MK	Master-Knoten
MKS	Mehr-Äurpersimulation
MLS	Moving Least Square
NCAP	New Car Assessment Program
NHTSA	National Highway Traffic Safety Administration
NISE	Normalized Integral Square Error
NVH	Noise Vibration Harshness
ODB	Offset Deformable Barrier
RCAR	Research Council for Automobile Repairs
S&G	Sprague and Geers
SAE	Society of Automotive Engineers
SDM	Sensing Diagnostic Module
SEA	Statistical Energy Analysis
SK	Slave-Knoten
SIS	Side Impact Sensor
SME	Subject Matter Experts
TLM	Transmission Line Method
U.S. FMVSS	United States Federal Motor Vehicle Safety Standards
UN ECE	United Nations Economic Commission for Europe
UP	Uniform Pressure
VDA	Verband der Automobilindustrie
V&V	Verifizierung und Validierung

Symbolverzeichnis

Lateinische Formelzeichen

a	Basiskurve	Dimension des Signals
	Beschleunigung	m/s^2
\hat{a}	Amplitude	Dimension des Signals
b	Ergebniskurve	Dimension des Signals
c	Phasensensitiver Korridorfaktor	-
C_c	Korridorfaktor nach CORA	-
C_{ph}	Phasenfaktor nach CORA	-
C_{si}	Magnitudenfaktor nach CORA	-
C_{sh}	Formfaktor nach CORA	-
\tilde{c}	Korridorfaktor	-
d	Anrutschstrecke	m
d_a	euklidischer Abstand von Datenpunkt auf B^n zu K_a	-
d_b	euklidischer Abstand von Datenpunkt auf B^n zu K_b	-
d_c	euklidischer Abstand von Datenpunkt auf B^n zu A^n	-
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
GM	Magnituden-Fehlerfaktor nach Geers	-
GP	Phasen-Fehlerfaktor nach Geers	-
GC	Kombinierter Gesamt-Fehlerfaktor nach Geers	-
i	Zählindex	-
K	Korrelationskoeffizient	-
k	Kontaktsteifigkeit	kN/mm
$k_{c,sh,p,m}$	Exponent zur Festlegung der Progression der Faktoren in CORA	-
$k_{1,2}$	Exponent zur Festlegung der Progression von \tilde{c}	-
l	Pendellänge	m
m	Steigung, Parameter zur Berechnung von \tilde{c}	-
$m(t)$	Beispielkurve	-
m_R	Magnitudenfehler nach Russel	-
N	Anzahl der diskreten Datenpunkte einer Kurve	-
P	Phasenfaktor	-
p_R	Phasenfehler nach Russel	-
p	Abstand	mm
RC	Kombinierter Gesamt-Fehlerfaktor nach Russel	-
RM	Magnituden-Fehlerfaktor nach Russel	-
RP	Phasen-Fehlerfaktor nach Russel	-
r	Radius (normiert)	-
$r_i(t)$	Beispielkurve	-
SC	Kombinierter Gesamt-Fehlerfaktor in EARTH nach Sarin	-
SM	Magnituden-Fehlerfaktor in EARTH nach Sarin	-
SP	Phasen-Fehlerfaktor in EARTH nach Sarin	-
SS	Fehlerfaktor der Steigung in EARTH nach Sarin	-
s	Skalierungsfaktor	-
v	Geschwindigkeit	m/s
v_y	Verhältnis der maximalen Amplitudenbeträge	-
T	Periodenlänge	s
t	Zeit	s

t_1	Startwert des Auswerteintervalls	s
t_2	Endwert des Auswerteintervalls	s
t_F	Auslösezeitpunkt der Rückhaltesystem	ms
w	Korridorbreite (normiert)	-
W	Ergebnisfaktor nach Whang	-
z	Beispielkurve	-

Griechische Formelzeichen

α	Winkel	°
δ_i	innerer Korridor in CORA	Dimension des Signals
δ_o	äußerer Korridor in CORA	Dimension des Signals
Δ	Unterschied, Abweichung	Dimension der jew. Größe
Δx	Halbe Korridorbreite auf der Abszisse	s
Δy	Halbe Korridorbreite auf der Ordinate	Dimension des Signals
κ	Faktor	-
μ	Reibungskoeffizient	-
θ	Winkel	°
ϑ_{aa}	Integral über Quadrat von $a(t)$	Abh. von $a(t)$
ϑ_{ab}	Integral über Produkt von $a(t)$ und $b(t)$	Abh. von $a(t)$ u. $b(t)$
ϑ_{bb}	Integral über Quadrat von $b(t)$	Abh. von $b(t)$
Θ	Trägheitsmoment	kgm ²
φ	Winkel	°
ω	Kreisfrequenz	1/s
Ω_{Nyquist}	Nyquist-Frequenz	1/s
Ω_S	feste Abtastkreisfrequenz	1/s

Vektoren und Matrizen

\mathbf{A}	Punkte auf der Basiskurve $a(t)$
\mathbf{B}	Punkte auf der Ergebniskurve $b(t)$
\mathbf{K}_a	Punkte auf der Korridorkante oberhalb von $a(t)$
\mathbf{K}_b	Punkte auf der Korridorkante unterhalb von $a(t)$
$\tilde{\mathbf{K}}$	Punkte zur Konstruktion der Korridorkante
\mathbf{P}	Punkte im Raum
\mathbf{T}	Transformationsmatrix
\vec{a}	Beschleunigungsvektor
\vec{e}	Einheitsvektor in Koordinatenrichtung
\vec{n}	Einheitsvektor



Indizes

\cdot	Zeitableitung
\wedge	interpolierter Zwischenpunkt
$*$	Optimum
ext	Extremum
a,a	Korridor um a , Bewertung und Verschiebung von b
a,b	Korridor um b , Bewertung von a
b,b	Korridor um b , Bewertung und Verschiebung von a
b,a	Korridor um a , Bewertung von b
i	Zählindex
max	maximal
min	minimal
L	untere Grenze
n	normiert
U	obere Grenze
s	Sampling
$[ts+w]$	time shifted and warped

Koordinatensysteme

x, y, z	globales, kartesisches Koordinatensystem
x^*, y^*, z^*	lokales, kartesisches Koordinatensystem
1, 2, 3	globales, kartesisches Koordinatensystem

1 Einleitung

Ein bedeutsames Ziel in der Entwicklung von Fahrzeugen ist die Fahrzeugsicherheit. Zum einen gilt es die Folgen von Unfällen zu minimieren. Dies umfasst die Vermeidung von Verletzungen und die Verminderung der Unfallschwere für den Insassen. Unter dem Begriff „passive Sicherheit“ werden die Maßnahmen zusammengefasst, durch deren Einsatz dieses Ziel erreicht werden soll [1]. Zum anderen ist es das Bestreben, Unfälle vollständig zu vermeiden, was man in Abgrenzung zur passiven Sicherheit als „aktive Sicherheit“ bezeichnet. In der Politik wird durch Verfolgung einer „vision zero“ eine Reduktion der Verkehrstoten auf Null bis zum Jahr 2050 verfolgt [2, 3]. Dies und die Erwartungen eines voll-autonomen Fahrens in naher Zukunft [4], vermitteln die Aussicht auf ein baldiges, unfallfreies Fahren. Allerdings ist autonomes Fahren mitnichten gleichzusetzen mit unfallfreiem Fahren. Die möglichen Reaktionen eines Fahrzeugs, ganz gleich unter wessen Steuerung, auf äußere Ereignisse sind immer abhängig von verschiedenen Rahmenbedingungen. So hängen die Handlungsmöglichkeiten vom Zeitfenster ab, welches für Reaktionen zur Verfügung steht, des Weiteren vom vorhandenen Freiraum zum Manövrieren und Ausweichen. Ferner ist der Fahrbahnzustand eine zu beachtende Größe, denn er beeinflusst welche Haftung zwischen Fahrbahnoberfläche und Reifen besteht und welcher Bremsweg sich somit realisieren lässt. Und letztlich spielen all die möglichen Reaktionen der anderen Verkehrsteilnehmer auf das Verkehrsereignis eine große Rolle, ob der Unfall vermieden werden kann oder nicht [5]. Aufgrund dieser Rahmenbedingungen und Einflussfaktoren ist nach jetzigem Stand nicht davon auszugehen, dass Unfälle und damit Verkehrstote absolut zu vermeiden sind. Auch in [6] wird auf die Gefahr hingewiesen, dass insbesondere in der Übergangszeit, wenn konventionelle und autonom fahrende Fahrzeuge sich den Verkehrsraum teilen, für die konventionell geführten Fahrzeuge ein erhöhtes Unfallrisiko bestehen könnte. Angesichts dessen ist es vorschnell die Relevanz und den Anteil der passiven Sicherheit zum Erreichen des Ziels einer Reduktion der Verkehrstoten und -verletzten zu unterschätzen und den Fokus allein auf die Entwicklung der aktiven Fahrzeugsicherheit zu legen. Die Verbesserung der passiven Sicherheitssysteme ist somit nach wie vor ein wichtiges Entwicklungsziel.

Ein bestmöglicher Schutz für die Fahrzeuginsassen in einem Fahrzeug-Crash erfordert einen effizienten Abbau der kinetischen Energien aller am Unfall beteiligten Verkehrsteilnehmer. Für die Insassen eines Fahrzeugs bedeutet dies, dass sie eine möglichst gleichmäßige Verzögerung auf niedrigem Niveau erfahren und die Gefahr von harten Kontakten im Innenraum vermieden wird. Der Abbau der kinetischen Energie lässt sich durch die Gestaltung der Fahrzeugstruktur und durch das Rückhaltesystem beeinflussen. Mittels der Fahrzeugstruktur, insbesondere anhand sog. Crash-Boxen und Knautschzonen, wird die Energie des Crashes durch plastische Verformung jener Bauteile absorbiert. Ferner gewährleisten die Rückhaltesysteme eine Ankopplung der Insassen an das Fahrzeug, so dass diese gleichmäßig mitverzögert werden, sich deren Vorverlagerung im Crash reduziert und Kontakte mit dem Innenraum vermieden werden. Das Rückhaltesystem umfasst die Airbags (z. B. Front-, Seiten- und Knieairbags) und das Gurtsystem (Sicherheitsgurt, Gurtstraffer und Gurtkraftbegrenzer). Darüber hinaus lässt es sich erweitern durch Komponenten wie Sitz, Kopfstütze und Lenksäule, so dass allgemeiner auch vom Insassenschutzsystem gesprochen wird [1]. Die benötigte Schutzwirkung des Rückhaltesystems hängt von der Kollisionsschwere und insassen-spezifischen Parametern ab. Die Kollisionsschwere wird unter anderem beeinflusst durch die Geschwindigkeit der Unfallpartner, deren Steifigkeit und Massen, und ferner durch Auftreffposition, -winkel und Überdeckung. Insassen-spezifische Parameter sind zum Beispiel die Position, Größe und Masse des Insassen [7].

In Abhängigkeit der oben genannten Faktoren sind die Rückhaltesysteme entsprechend zu aktivieren und auszulösen. Die insassen-spezifischen Parameter lassen sich dabei mittels adaptiver Rückhaltesysteme berücksichtigen. Im Folgenden wird hingegen auf die Abhängigkeit von der Kollisionsschwere eingegangen. Die Kollisionsschwere zu erfassen und zu verarbeiten ist Aufgabe des Crash-Sensierungssystems. Nach der Klassifizierung des Unfalls werden die Rückhaltesysteme entsprechend ausgelöst. Die Bestandteile und Entwicklung des Sensierungssystems werden im folgenden Abschnitt näher erläutert.

1.1 Aufbau und Entwicklung des Crash-Sensierungssystems

Das Crash-Sensierungssystem (kurz: Sensing-System) besteht aus Crash-Sensoren und dem Steuergerät, das die Informationen der Sensoren auswertet und auf Basis dessen das Rückhaltesystem ansteuert. Das Sensing-System lässt sich allgemein als mechatronisches Steuerungssystem auffassen und ist als solches in Abbildung 1.1 dargestellt. Demnach wird verursacht von einem Ereignis (z. B. ein Frontalcrash) ein Energiefluss durch das Fahrzeug geleitet und von den Sensoren aufgezeichnet. Von dort erfolgt der Informationsfluss durch die Übermittlung der entsprechenden Messgrößen an das Steuergerät (SDM, Sensing Diagnostic Module). Als Führungsgrößen im mechatronischen System gilt die Kalibrierung des SDM, wonach basierend auf der Verarbeitung der Messgrößen die Stellgrößen an das Rückhaltesystem (z. B. Auslösung der Frontairbags und der Gurtstraffer) übermittelt werden.

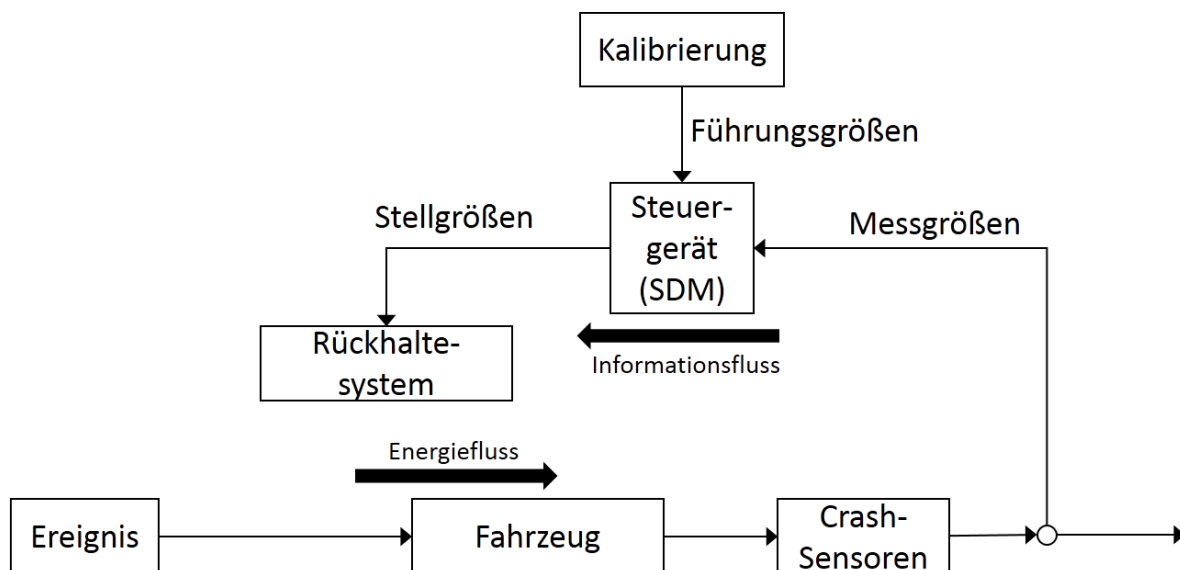


Abbildung 1.1: Darstellung des Crash-Sensierungssystems als mechatronisches System nach [7, 8]

Um die Bedeutung und die Wechselwirkungen des Sensing-Systems im Kontext der passiven Fahrzeugsicherheit und Entwicklung der Sicherheits-Performance besser zu verstehen, wird Abbildung 1.2 herangezogen. Für diese Darstellung wurde das allgemeine mechatronische System aus Abb. 1.1 auf den Kontext der Entwicklung der passiven Sicherheit übertragen. Was oben allgemein als Ereignis bezeichnet wurde, ist konkret die jeweilige Lastfallkonfiguration, die es in der Entwicklung zu untersuchen gilt. Diese definiert die Parameter zur Festlegung der Kollisionsschwere (Auftreffgeschwindigkeit, -position, -winkel, Impaktor/Barriere/Unfallgegner, Masse). Dazu existieren gesetzliche Vorgaben (z.B. EU-Verordnungen, UN ECE-, GTR-, U.S. FMVSS-Vorschriften, etc.). Des Weiteren resultieren die Konfigurationen aus den Definitionen der Versicherungseinstufungstests (z. B. RCAR, AZT, IIHS) und aus den Anforderungen der verschiedenen Verbraucherschutztests (z.B. Euro NCAP, U.S. NCAP, IIHS, China NCAP, etc.) [9]. Darüber hinaus existieren bei den Fahrzeugherstellern in der Regel noch weitere interne und selbst spezifizierte Lastfälle. Der erste Baustein in der Entwicklung der passiven Fahrzeugsicherheit ist die Fahrzeugstruktur. Deren Deformation sorgt für die Absorption der Crash-Energie und eine erste Verzögerung des Insassen. Auf Basis des Strukturverhaltens, der resultierenden Verzögerung und der Vorverlagerung des Insassen lässt sich ermitteln, welche Zündzeiten für die Airbags und Gurtstraffer benötigt werden, um den Insassen bestmöglich zu schützen. Die Rückhaltesysteme bilden somit den weiteren wichtigen Baustein zum Erreichen einer guten Sicherheits-Performance. Die Bewertung der Insassensicherheit und der Verletzungsschwere erfolgt auf Basis von Dummy-Werten. Ist das Ergebnis noch nicht zufriedenstellend, lassen sich Verbesserungen natürlich durch Modifikationen der Struktur und des Insassenschutzsystems erzielen. Im Folgenden wird jedoch, wie in Abbildung 1.2 dargestellt,

auf die Entwicklung des Sensing-Systems eingegangen. Die für den Insassenschutz benötigten Zündzeiten sind hierbei eine Anforderung an das Sensing-System. Das SDM muss somit dem Ereignis entsprechende Stellgrößen an das Rückhaltesystem liefern. Um dies zu realisieren, gibt es prinzipiell zwei Möglichkeiten. Die erste Möglichkeit ist die Messgrößen, d. h. die Sensorsignale so zu beeinflussen, dass sich mit diesen die geforderten Zündzeiten erreichen lassen. Die Signale lassen sich durch Modifikationen an der Struktur, durch Wahl des Sensors und durch dessen Positionierung beeinflussen. Die zweite Möglichkeit ist die Kalibrierung des SDM zu verändern, so dass auf Basis der vorhandenen Signale die geforderten Zündzeiten geliefert werden können. Bevor die Kalibrierung näher erläutert wird, wird zunächst auf die Sensorik eingegangen.

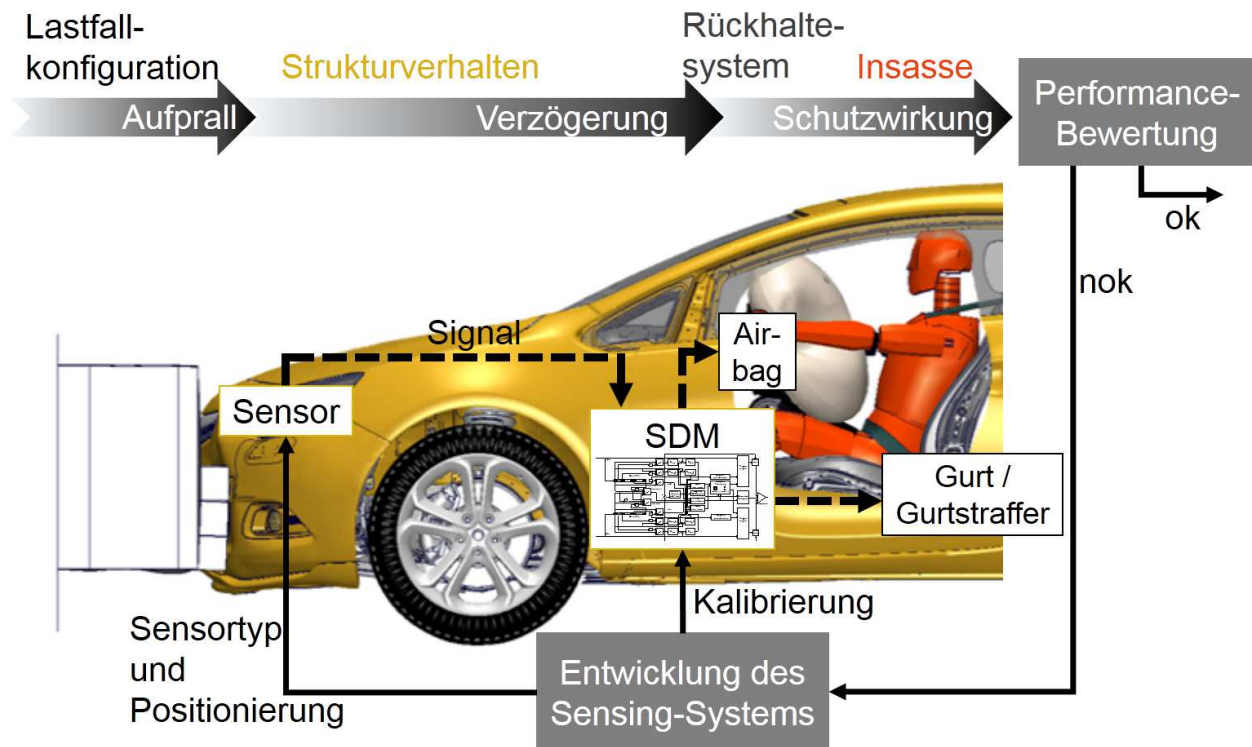


Abbildung 1.2: Das Crash-Sensing-System als integraler Bestandteil der Entwicklung der passiven Fahrzeugsicherheit

Die Detektion von Kollisionen erfolgt häufig durch elektronische Beschleunigungssensoren, entweder in der Ausführung als piezoelektrische oder mikromechanische Sensoren. Sie werden als sogenannte „Up Front“- und Seiten-Sensoren zur Erkennung von Frontal- und Seitenkollisionen eingesetzt. Zusätzlich befindet sich ein weiterer Beschleunigungssensor in der Fahrzeugmitte im SDM integriert, der Signale in Fahrzeuginnen- und Querrichtung misst, sowie das Wanken zur Detektion von Überschlagen. Möglichen Sensorpositionen, die Bezeichnung der jeweiligen Sensoren und deren Detektionsrichtung sind schematisch in Abbildung 1.3 dargestellt. Die Sensoren in der Front werden als EFS (Electronic Front Sensor) und die Seitensensoren als SIS (Side Impact Sensor) bezeichnet.

Als Alternative zu den Beschleunigungssensoren befinden sich auch sog. Körperschallsensoren im Einsatz. Während Beschleunigungssensoren die Biegewellen erfassen, die während einer Kollision in der Fahrzeugstruktur auftreten, detektieren Körperschallsensoren die Longitudinalwellen. Letztgenannte Wellen breiten sich mit einer höheren Geschwindigkeit durch das Fahrzeug aus als Biegewellen (5000 m/s mittlere Geschwindigkeit gegenüber 300 m/s [1]). Deshalb sind mit Körperschallsensoren kürzere Detektionszeiten möglich als durch den Einsatz von Beschleunigungssensoren. Dieser Sensortyp war zunächst nur für Frontalcrash-Detektion im Einsatz, mittlerweile findet die Technik aber auch in der Erkennung von Seitencrashes Verwendung [10].

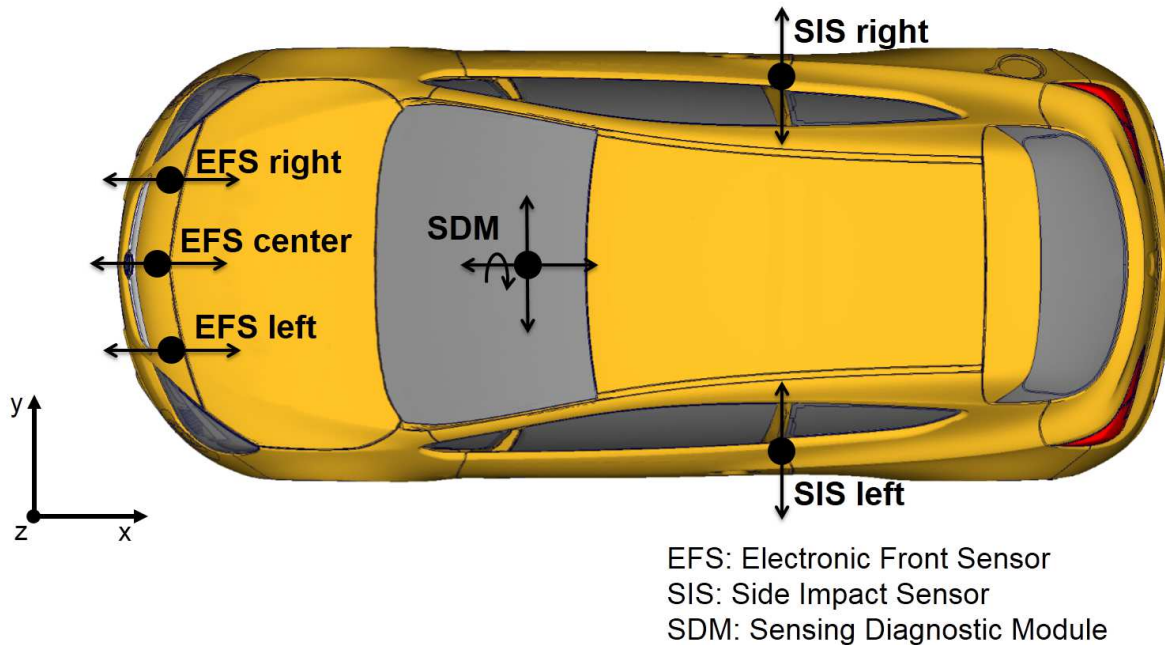


Abbildung 1.3: Mögliche Sensorpositionen und deren Detektionsrichtung in der Fahrzeugfront (EFS, longitudinal), an der B-Säule (SIS, lateral) und im Fahrzeugzentrum (SDM, long., lat. und rollen)

Im Kontext der Erkennung von Seitencrashs sollen hier die ebenfalls im Einsatz befindlichen Drucksensoren erwähnt werden. Dieser Sensor funktioniert gemäß folgenden Grundprinzip: Eine Seitenkollision verursacht eine Deformation der Fahrertür. Durch diese Deformation entsteht im Inneren der Tür ein Druckanstieg, der von einem Druckaufnehmer detektiert wird [1]. Ein entsprechendes Signal wird dann an das SDM weitergegeben. Eine Vielzahl weiterer Sensorarten existiert im Bereich der aktiven Sicherheit und als sog. Pre-Crash-Sensorik. Auf diese wird im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter eingegangen. Aufgrund der Gegebenheiten wird sich auf die Betrachtung der Beschleunigungssignale beschränkt.

Die Beschleunigungssensoren senden ihre Signale an das SDM zur Informationsverarbeitung. Weitere gebräuchliche Bezeichnungen für das Steuergerät sind die Abkürzungen ECU (Electronic Control Unit) oder auch spezifischer als ACU (Airbag Control Unit) [1, 11]. Die Informationsverarbeitung im SDM erfolgt durch einen Algorithmus, der anhand der Signale die Kollision hinsichtlich ihrer Richtung und Schwere klassifiziert. Auf Basis der Klassifizierung erfolgt die Entscheidung, ob die Rückhaltesysteme (Airbag und Gurtstraffer) gezündet werden müssen oder nicht. Weitere Details zum Aufbau eines SDM können der Literatur, z. B. [12], entnommen werden. Im Folgenden wird näher auf den Algorithmus eingegangen und welche Einflussmöglichkeiten die Kalibrierung bietet. Dazu wird auf den prinzipiellen Aufbau eines Auslösealgorithmus in Abbildung 1.4 verwiesen. Darin lässt sich anhand zweier Ereignisse nachvollziehen, wie der Algorithmus im SDM zu einer Zündentscheidung kommt.

Das eine Ereignis („Deploy“, z. B. ein Frontalcrash mit 64 km/h, 40 % ODB (Offset Deformable Barrier) EuroNCAP) verlangt eine Auslösung der Rückhaltesysteme zum Zeitpunkt t_F . Bei dem zweiten Ereignis („No-Deploy“, z. B. 16 km/h RCAR-Test) soll keine Auslösung des Airbags erfolgen. Da diese Ereignisse Beispiele für Frontalcrashs sind, wird auf den Pfad des SIS hier nicht eingegangen. Bei einem Seitencrash wird der SIS-Pfad analog dem EFS-Pfad im Frontalcrash verfolgt. Die Sensoren EFS und im SDM detektieren das Ereignis und generieren ein Beschleunigungssignal. Diese Signale werden anhand definierter Kriterien im SDM weiterverarbeitet. Ein erstes solcher Kriterien ist das sog. „Aufwach-Kriterium“. Wenn das gefilterte Beschleunigungssignal eine gewisse Schwelle überschreitet, beginnt der Algorithmus mit der Weiterverarbeitung der Signale. So wird das Beschleunigungssignal gegebenenfalls mit einer anderen Grenzfrequenz gefiltert und anhand definierter Schwellen (z. B. E1

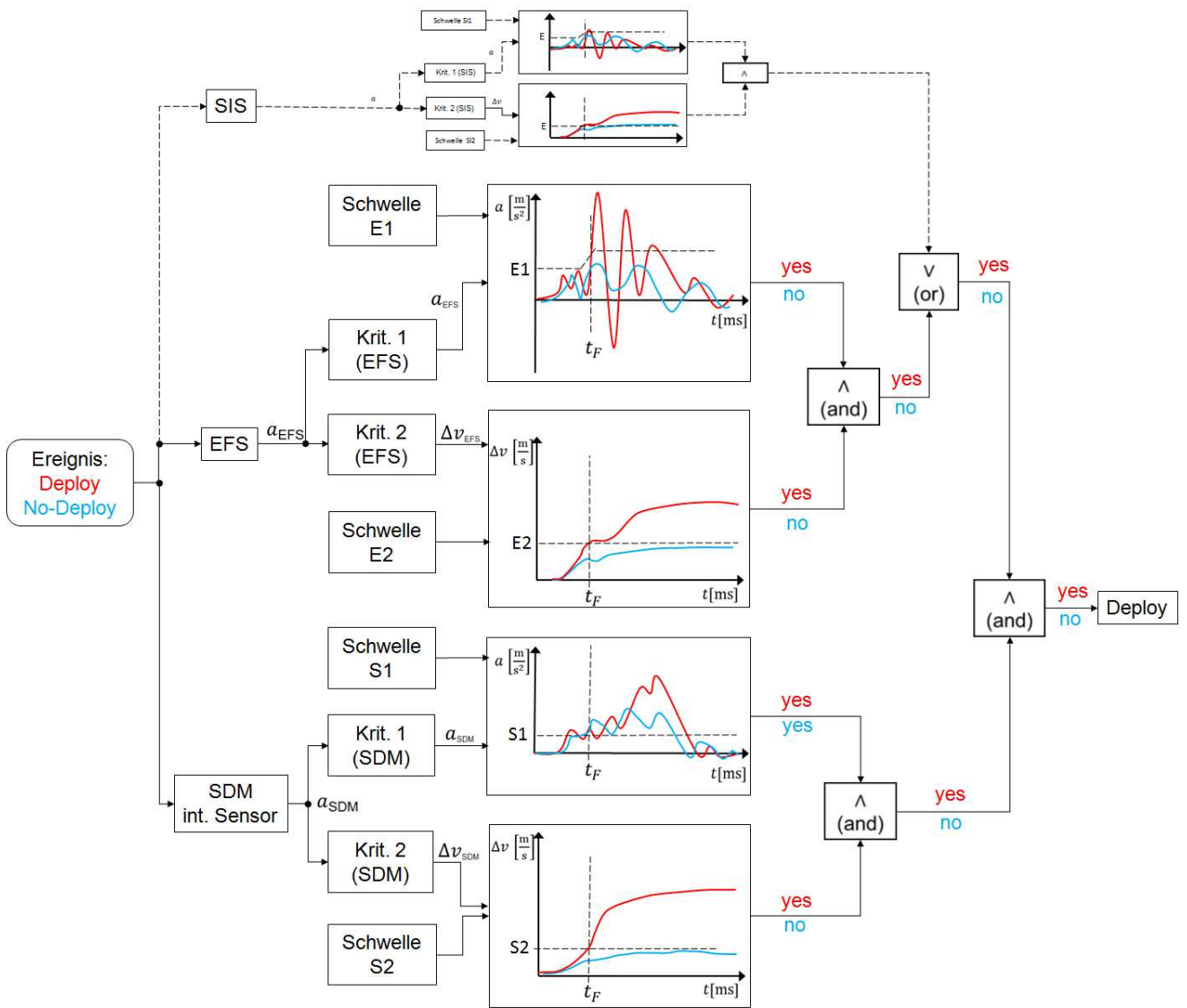


Abbildung 1.4: Prinzipieller Aufbau eines Sensierungs-Algorithmus

für das EFS-Beschleunigungssignal a_{EFS} in Abb. 1.4 zum Erreichen der geforderten Zündzeit t_F) klassifiziert. Überschreitet das Signal eine solche Schwelle, wird bezüglich jenes Kriteriums (Krit. 1 EFS) eine positive Auslöseentscheidung weitergegeben. Weitere Kriterien und Schwellen (z.B. E2) existieren gleichermaßen für das integrierte Beschleunigungssignal aus dem sich das Signal Δv_{EFS} ergibt. Wenn Δv_{EFS} beispielsweise die Schwelle E2 übersteigt, wird auch für dieses Kriterium (Krit. 2 EFS) eine positive Auslöseentscheidung weitergegeben. Nur wenn beide Kriterien eine positive Entscheidung treffen, reicht das Signal am EFS für eine Aktivierung der Rückhaltesysteme aus. Die Praxis zeigt, dass eine Entscheidung auf Basis des Signals nur eines Sensors nicht ausreicht, um die Vielzahl an möglichen Crash-Ereignissen sicher zu klassifizieren. Deshalb wird als Plausibilisierungsstrategie immer auf den internen Sensor im SDM als zweites Signal zurückgegriffen [7]. Mit diesem Signal erfolgt eine Verarbeitung analog des EFS-Pfades. Erst wenn zwei Sensoren (also EFS und SDM für Frontalcrashes oder SIS und SDM für Seitencrashes) unabhängig voneinander eine positive Auslöseentscheidung treffen, werden Airbag und/oder Gurtstraffer gezündet. Bei der Nutzung von Körperschallsensoren ist diese zusätzliche Plausibilisierung in der Regel verzichtbar, so dass dort meist nur eine zentrale Sensoreinheit in der Fahrzeugmitte genutzt wird.

Damit ist ein Einblick in den prinzipiellen Aufbau und die Funktion des Algorithmus gegeben. Die Komplexität ist in der konkreten Anwendung noch weitaus höher und im Algorithmus werden verschiedene Schwellen, Signale und Entscheidungslogiken verarbeitet. Die Kalibrierung dieses Algorithmus bietet dem Fahrzeughersteller die Möglichkeit, gemeinsam mit dem Hersteller des Algorithmus, auf Basis der vorhandenen Signale die Schwellen und Kriterien zu definieren. Zum einen ist es das Ziel, damit eine robuste Unterscheidung zwischen Deploy- und No-Deploy-Lastfällen zu erreichen. Zum anderen gilt es, die für die Deploy-Lastfälle geforderten Zündzeiten t_{Fi} zu realisieren.

Die Leistungsfähigkeit des Sensing-Systems bemisst sich daran, wie schnell und eindeutig eine Entscheidung zur Auslösung der Rückhaltesysteme getroffen werden kann. Typische Auslösezeiten für die Rückhaltesysteme sind in einem Frontalcrash 7 - 45 ms und bei einem Seitencrash 4 - 15 ms nach Beginn des Crashes [12]. Um den Algorithmus zu kalibrieren, ist es zunächst nötig Sensorsignale in den verschiedenen Ereignissen zu erzeugen. Je mehr und je früher im Entwicklungsprozess Signale verfügbar sind, desto effektiver und besser lässt sich das Sensing-System auslegen. Auch das wechselseitige Abstimmen mit der Strukturentwicklung und dem Insassenschutz ist dabei wichtig. Zum einen, da die Form der Sensorsignale wesentlich von der Konstruktion der Fahrzeugstruktur, den verwendeten Materialien und der Platzierung der Sensoren in der Struktur abhängt. Zum anderen, da vom Insassenschutz die Anforderungen bezüglich der Zündzeiten formuliert werden. Aufgabe in der Sensing-Entwicklung ist es, diese Vorgaben zu realisieren. Auf Basis der zur Verfügung stehenden Signale ist das SDM zu kalibrieren bzw. gemeinsam mit dem Algorithmus-Hersteller zu analysieren, durch welche Maßnahmen die geforderten Zündzeiten erreicht werden können. Somit erfolgt iterativ die Abstimmung des gesamten Systemverhaltens bis das Ergebnis in der Bewertung akzeptiert wird. Aus Sicht der Entwicklung des Sensing-Systems sollen Signale erreicht werden, die es ermöglichen, dass die Ereignisse möglichst schnell erkannt und eindeutig klassifiziert werden, um die vom Insassenschutz geforderten Auslösezeiten zu erreichen. In frühen Entwicklungsphasen kann das Sensorsignal noch gezielt beeinflusst werden, z.B. durch konstruktive Maßnahmen an der Fahrzeugstruktur oder durch Veränderung der Sensorposition. Zu späteren Zeitpunkten sind Änderungen dort nicht mehr vorgesehen bzw. verbieten sich aus Kostengründen. Die geforderte System-Performance muss dann allein durch die Kalibrierung erreicht werden. Am Ende dieses Entwicklungsprozesses erfolgen die abschließende Validierung der Funktionsweise und der Nachweis der Robustheit des Sensing-Systems durch Versuche.

1.2 Bedeutung der Misuse-Lastfälle für die Entwicklung des Crash-Sensierungssystems

Die Signalgenerierung für die in Abschnitt 1.1 erwähnten Lastfälle kann entweder anhand von Versuchen oder durch numerische Simulation durchgeführt werden. Die Herausforderung besteht darin, auf Basis dieser endlichen Anzahl von klar definierten Ereignissen, die unzähligen Möglichkeiten und Ereignisse, die während der Benutzung des Fahrzeugs auftreten können, korrekt und möglichst umfassend abzudecken [7].

Für die überprüften Lastfälle wird eindeutig definiert, ob die Rückhaltesysteme ausgelöst werden sollen („Deploy“) oder nicht („No-Deploy“). Die Deploy-Ereignisse sind sämtliche Crashes, die über einer gewissen Unfallschwere liegen. Dazu wird beispielsweise ein Crash mit einer gewissen Mindest-Fahrzeuggeschwindigkeit definiert. No-Deploy-Ereignisse sind zum einen Crashes geringerer Schwere und zum anderen allgemeine Fahr- und Nutzungszustände des Fahrzeugs. Eine ungewollte Auslösung der Airbags in diesen Zuständen gilt es aus mehreren Gründen zu vermeiden. Zunächst werden dadurch unnötige Reparaturkosten verursacht. Ferner nimmt eine ungewollte Auslösung dem Fahrer die Kontrollmöglichkeit in kritischen Fahrsituationen. Des Weiteren steht der Airbag nicht mehr für etwaige Kollisionen zur Verfügung, die direkt auf das erste Ereignis folgen und in denen der Insasse die Schutzwirkung der Airbags benötigt. Ein Fahrer, der beispielsweise einem plötzlich auftretenden Hindernis ausweichen muss, dabei die Kontrolle über das Fahrzeug verliert, mit hoher Geschwindigkeit über die Fahrbahnbegrenzung fährt und abseits der Fahrbahn mit einem Baum kollidiert, benötigt die Schutzwirkung des Airbags erst beim letzten Ereignis in dieser Kette, auch wenn die erstgenannten Ereignisse ebenfalls für eine Auslösung signifikante Signale erzeugen könnten. Und letztlich kann eine ungewollte

Auslösung der Airbags zu Verletzungen der Insassen führen. Diese Verletzungen können schwerer sein, als die Folgen, die die Insassen bei Nicht-Auslösung der Airbags erlitten hätten [13–15]. Die Herausforderung im oben erläuterten Entwicklungsprozess liegt nun darin, ein Sensing-System zu entwickeln, dass einerseits schnell genug reagieren kann, um die Insassen optimal zu schützen. Je sensibler das System kalibriert ist, d. h. je niedriger die Auslöseschwellen liegen, desto schneller kommt es zur Zündung der Rückhaltesysteme. Andererseits muss es so robust sein, dass die oben erwähnten ungewollten Auslösungen vermieden werden. Dieser Zielkonflikt ist in der Entwicklung durch eine geeignete Kalibrierung zu lösen.

Mit zunehmendem Einsatz von Airbags in den 90er Jahren und aufgrund der oben geschilderten Gefahren von Fehlauflösungen waren die Hersteller gezwungen, insbesondere die Robustheit der Rückhaltesysteme gegenüber ungewollten Auflösungen genauer zu untersuchen. Um diese Robustheit der Rückhaltesysteme zu prüfen, werden eine definierte Anzahl von Fahr- und Nutzungszuständen getestet, zusammengefasst unter der Bezeichnung „Misuse“. Diese Versuche sind anhand von herstelllerspezifischen Vorgaben definiert. In [16] findet sich eine Beschreibung solcher Versuche. Für die Fahrzeughersteller besteht zudem nach gängiger Rechtsprechung des BGH die Pflicht, Nutzen und Risiken ihrer Produkte abzuwägen und alle zumutbaren Maßnahmen nach Stand der Technik zu ergreifen, die zur Vermeidung von Gefahren erforderlich sind oder zu prüfen, ob angesichts der Risiken ein Produkt überhaupt in den Verkehr gelangen darf [17, 18]. Konkret ergibt sich daraus eine besondere Relevanz umfassend die möglichen Fahr- und Nutzungszustände eines Fahrzeugs zu testen und so sicherzustellen, dass in diesen Situationen keine Gefährdung für den Insassen durch ungewollte Auflösungen der Rückhaltesysteme ausgeht. Diese Misuse-Versuche unterscheiden sich nur in Details bei den jeweiligen Fahrzeugherstellern und lassen sich grundsätzlich in folgende drei Kategorien einordnen:

- „Laborversuche“: Diese Versuche haben gemeinsam, dass sich das Fahrzeug in Ruhe befindet und mit verschiedenen Impaktoren und unterschiedlichen Energieinhalten Schläge von außen auf die Karosserie erfährt. Ferner beinhaltet diese Kategorie Hauben- und Türzuschläge. Mit diesen Versuchen werden kleinere Unfälle und Kollisionen (z. B. sog. „Parkplatzrempler“), sowie unsachgemäßer Umgang mit dem Fahrzeug abgebildet.
- „Schlittenversuche“: Dabei wird das auf einem Schlitten stehende Fahrzeug lateral beschleunigt, so dass es nach einer anschließenden Gleitphase mit einer Kante kollidiert. Damit wird seitliches Bordsteinanrutschen abgebildet.
- „Fahrversuche“: In dieser Kategorie werden potentiell kritische Situation abgeprüft, die beim Führen des Fahrzeugs auftreten können. Angefangen von der Fahrt über verschiedene Straßenbeläge (z. B. Kopfsteinpflaster, Schotter), kritische Unebenheiten (z. B. Schlaglöcher, Kanten, Rampen) und verschiedener Fahrmanöver (z. B. VDA-Spurwechsel), bis hin zu weiteren Kollisionen (z. B. mit einem Kieshaufen) oder ein Wildunfall.

Bei den Labor- und Schlittenversuchen muss die Zündung des Fahrzeugs aktiviert sein, da ansonsten ohnehin keine Auflösungen der Rückhaltesysteme erfolgt. Eine Übersicht der Misuse-Kategorien ist in Abbildung 1.5 dargestellt. Diese Aufzählung nennt nur exemplarisch wesentliche Versuche aus den einzelnen Kategorien und ist nicht vollständig. Angesichts dieser Anzahl und den abprüfbaren möglichen Varianten, z. B. durch Variationen in der Geschwindigkeit, lässt sich der Aufwand für die Versuchsdurchführungen ermessen. In einem kosten- und termingetriebenen Fahrzeugentwicklungsprozess bietet die Nutzung von CAE Potential Kosten- und Zeitersparnisse zu erzielen [19]. Daraus ergibt sich die Motivation für die vorliegende Arbeit. Im folgenden Abschnitt werden die Zielsetzung und der Aufbau der Arbeit dargelegt.

1.3 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit

Die Signalgenerierung in Crash-Lastfällen erfolgt bereits seit Jahren erfolgreich sowohl anhand von Hardware-Versuchen als auch numerischen Simulationen (Sensing-Simulationen) [20–22]. Im Bereich

Misuse-Lastfälle

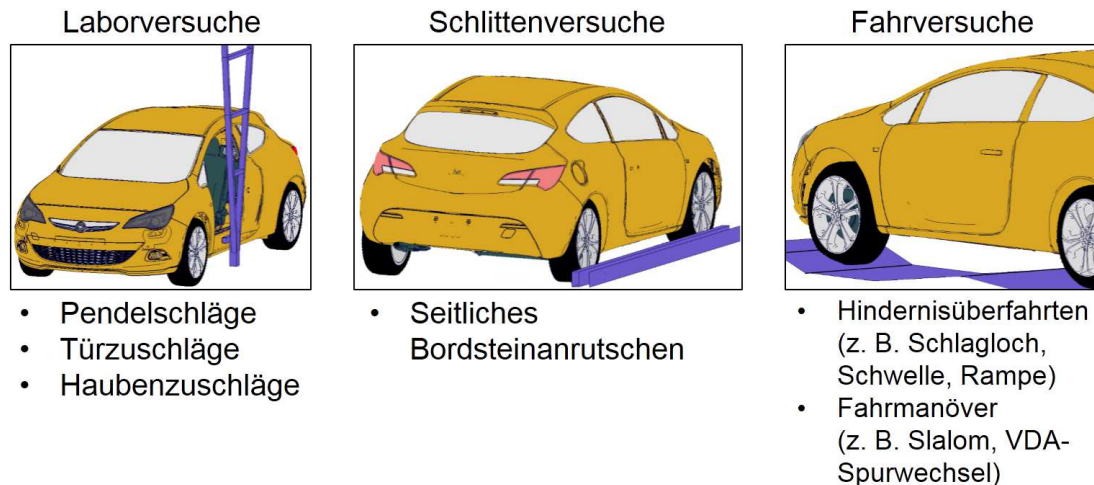


Abbildung 1.5: Übersicht wichtiger Misuse-Lastfälle

der Misuse-Lastfälle ist man bislang allerdings überwiegend auf Hardware-Versuche angewiesen. Somit werden die folgenden Ziele für diese Arbeit formuliert:

Ein Ziel besteht darin, die Methodik zur Durchführung von Sensing-Simulationen auch für diese Misuse-Versuche bereitzustellen. Es sollen Simulationsmodelle entwickelt werden, um die Sensierungssignale in Misuse-Lastfällen zu erzeugen, in der Form, wie sie für die Entwicklung des Crash-Sensierungssystems (siehe Abschnitt 1.1) benötigt werden. Da CAE bereits zur Sensing-Simulation in Crash-Lastfällen eingesetzt wird, bietet es sich an, auf verfügbaren Modellen aufzubauen und mit der Zielsetzung zu untersuchen, ob und wie sich diese für das neue Anwendungsfeld nutzen lassen.

Eine weitere Zielsetzung besteht darin, den zusätzlich zu treibenden Aufwand in der Modellierung gering zu halten, damit sich die Erweiterung auf ein neues Anwendungsgebiet mit wenig zusätzlichem Ressourceneinsatz realisieren lässt. Ein wesentlicher Bestandteil in der Entwicklung von CAE-Methoden ist der Vergleich zwischen Simulations- und Versuchsergebnissen, um die Ergebnislage der Simulation zu bewerten und so zu validierten Modellen zu gelangen. Bestehende Möglichkeit um solche Vergleiche objektiv durchzuführen werden diskutiert und eine neue Methode entwickelt, um die Signale zu korrelieren. Die vorliegende Arbeit ist wie folgt aufgebaut:

Zunächst werden in Kapitel 2 die nötigen Grundlagen für das weitere Vorgehen erläutert. Der Stand der Technik bezüglich der Nutzung von CAE in der Fahrzeugentwicklung wird anhand der Literatur zusammengefasst. Der Fokus liegt dabei auf passiver Sicherheit, der Simulation von Crash-Sensorsignalen und Misuse-Zuständen von Fahrzeugen. Darauf folgend wird die virtuelle Messkette erklärt und wie mit den virtuellen Fahrzeugmodellen die Sensing-Simulation durchgeführt werden kann.

Kapitel 3 befasst sich mit der Fragestellung, welche Schritte zur Validierung eines numerischen Simulationsmodells nötig sind. Es wird aufgezeigt, welche Metriken zum objektiven Vergleich und der Bewertung der Korrelation von Simulations- und Versuchsergebnissen existieren. Ferner werden die Anforderungen dargelegt, die sich aus der Korrelation von Sensorsignalen aus Simulation und Versuch ergeben. Auf Grund dieser speziellen Anforderungen an eine solche Metrik, wird eine neu entwickelte Methode präsentiert. Anschließend wird diese mit ausgewählten Metriken aus der Literatur verglichen und deren Eigenschaften werden diskutiert.

In Kapitel 4 wird zunächst der Ausgangspunkt für die Entwicklung der Simulationsmodelle für Sensing im Allgemeinen und für die Misuse-Lastfälle im Besonderen vorgestellt. Es wird beschrieben, welche Modelle und Methoden verfügbar sind und als Startpunkt für die Untersuchungen dienen können. Zudem werden die Anforderungen erläutert, die an die Modellqualität bestehen, um die Sensing-Simulation

durchzuführen. Ferner wird aufgezeigt, welche der Misuse-Lastfälle sich für die Sensing-Simulation eignen und folglich für die Entwicklung der Simulationsmethoden in dieser Arbeit ausgewählt werden.

Anschließend wird in den Kapiteln 5-7 zu den drei Misuse-Lastfallkategorien die Entwicklung der Simulationsmodelle zur Durchführung der Sensing-Simulation vorgestellt. Zur Korrelation der jeweiligen Simulations- zu den Versuchsergebnissen wird die neu entwickelte Methode aus Kapitel 3 angewandt. Den Abschluss jedes dieser Kapitel bildet eine Diskussion der erreichten Ergebnisqualität und des dafür nötigen Aufwandes sowie eine Bewertung der Signale durch den Algorithmus-Hersteller.

In Kapitel 8 werden die Ergebnisse der Arbeit abschließend zusammengefasst und ein Ausblick auf weitere Entwicklungsmöglichkeiten gegeben.

2 Grundlagen der CAE-Nutzung im Kontext der Crash-Sensierung

In diesem Kapitel werden die Grundlagen der Simulation von Crash-Sensorsignalen (kurz: Sensing-Simulation) erläutert. Dazu werden im Stand der Technik zunächst die wesentlichen Entwicklungsschritte zur Nutzung von CAE im Bereich der Fahrzeugsicherheit skizziert, beginnend mit den ersten Finite-Elemente(FE)-Crash-Modellen bis hin zur Sensing-Simulation. Anschließend werden die nötigen Grundlagen erläutert, auf deren Basis die Sensorsignale in dieser Arbeit simuliert und verarbeitet werden.

2.1 Stand der Technik zur CAE-Nutzung in der Fahrzeugentwicklung

Die Nutzung von CAE ist in der Automobilentwicklung ein nicht mehr wegzudenkendes Werkzeug. Der steigende Wettbewerbsdruck zwingt die Fahrzeughersteller zu kürzeren Entwicklungszyklen und höherer Kosteneffizienz. Der Einsatz von CAE ist ein Hilfsmittel, um diese Ziele zu erreichen. Mit virtuellen Prototypen soll möglichst früh im Entwicklungsprozess in die Berechnung eingestiegen werden. So lassen sich frühzeitig Fehler erkennen, Verbesserungen einbringen und konstruktive Maßnahmen überprüfen [19]. Dabei umfasst der Einsatzbereich von CAE mittlerweile alle Entwicklungsbereiche des Fahrzeugs über Auslegung der Karosserie, des Chassis und Fahrwerks, hin zur Entwicklung des Antriebs, des Exteriors und Interiors. Dabei dient CAE auch der Entwicklung aller Fahrzeugeigenschaften wie z. B. Verbrauch, Komfort, Leistung und Sicherheit. Im Folgenden wird die Nutzung von CAE in der Fahrzeugsicherheit genauer betrachtet, insbesondere mit Fokus auf der passiven Sicherheit. Dazu wird eine kurze Historie und der aktuelle Stand der Technik bezüglich der Nutzung von CAE zur Berechnung und Beurteilung des Crash-Verhaltens in der Automobilentwicklung skizziert. Dieser Abschnitt dient dazu, die Entwicklungstrends zu verstehen, den Forschungsbedarf in der hier zu untersuchenden Thematik aufzuzeigen und ermöglicht damit eine Einordnung der vorliegenden Arbeit in den Forschungskontext.

2.1.1 Nutzung von CAE zur Untersuchung des Unfallverhaltens

Die Evolution der Methoden zur numerischen Crash-Berechnung mittels der Finite-Elemente-Analyse (FEA) begann vor etwa 30 Jahren in großen Schritten voran zu schreiten, wie in [23] festgestellt wird. Zwei Gründe ermöglichten dies: Zum einen die steigende Rechnerleistung und zum anderen die Entwicklung von theoretisch abgesicherten und fundierten Methoden. Bezüglich ersterem ist insbesondere die Parallelisierung der Prozessorarchitektur zu nennen. Letztgenannte Methoden umfassen die Entwicklung expliziter Gleichungslöser, die Entwicklung von Kontaktalgorithmen und Element- und Materialmodellen, welche die Möglichkeit bieten, große Deformationen und Nichtlinearitäten abzubilden. Auch bot dies erste Möglichkeiten, Versagen abzubilden und somit zu präzisieren.

Ein frühes Beispiel für die Anwendung von Crash-Berechnung ist in [24] zu finden. Darin wird die Berechnung eines Vollfahrzeugmodells in Frontal- und Seitencrash-Lastfällen vorgestellt. Dieses Modell wurde von staatlicher Seite in den USA (FHWA und NHTSA) zur Analyse und Entwicklung von Crash-Testverfahren und Untersuchungen hinsichtlich der Crash-Kompatibilität von Unfallpartnern angewandt. Diese Publikation zeigt, dass vor etwa zwei Jahrzehnten mit FE-Modellen mit weniger als 55000 Elementen und nur einem einfachen Materialmodell mit abschnittsweise linearem plastischem isotropen Verhalten wertvolle Ergebnisse erzielt werden konnten. Durch Interpretation der Simulationsergebnisse ließen sich die Erkenntnisse aus dem Versuch ergänzen und das Crash-Verhalten eines Fahrzeugs besser verstehen.

Eine Betrachtung der Historie zur Nutzung von CAE in der Fahrzeugsicherheit findet sich in [22]. Darin wird veranschaulicht, wie der Einsatz von numerischen Berechnungsverfahren für Einzeluntersuchungen zu einem etablierten Simulationsprozess und ein fester, integrativer Bestandteil des Fahrzeugentwicklungsprozesses wurde. Ferner wird die zunehmende Detaillierung der Modelle aufgezeigt und welche neuen Themenfelder und Fragestellungen sich dadurch auch simulativ bearbeiten ließen. Als Beispiele hierfür werden der Insassenschutz und die Materialmodellierung genannt.

Über die Jahre wurden ebenfalls wesentliche Fortschritte im Bereich der Airbag-Simulation erzielt, wie z. B. [25–27] zeigen. Begonnen mit einfachen Modellen bereits aufgeblasener Airbags um den Kontakt mit dem Dummy zu untersuchen, entwickelte sich zunehmend auch der Bedarf das Aufblas- und Entfungsverhalten der Airbags zu simulieren. Dadurch war es nötig, die Strömung des Gases innerhalb des Airbags abzubilden und deren Interaktion mit dem Airbag-Gewebe. Dies ermöglichte die weitere Optimierung des Airbag-Verhaltens, beispielsweise durch Berücksichtigung der Ausströmöffnungen und der Gewebeporosität. Möglich wurde dies durch die Entwicklung der Simulationmethoden von einer Uniform-Pressure-Abbildung hin zu dem Arbitrary-Lagrangian-Eulerian-(ALE)-Ansatz und der Partikel-Methode nach dem Corpuscular-Ansatz [26]. Auch bei der Prädiktion der Dummy-Performance lassen sich große Fortschritte beobachten. Beginnend mit der Nutzung von einfachen Mehrkörpersimulationen(MKS)-Modellen zur Abbildung der Kinematik erfolgte eine Weiterentwicklung hin zu detaillierten FE-Modellen für Fahrer und Beifahrer [1, 28–30]. Bezüglich der Verbesserung der Kindersicherheit werden darüberhinaus spezielle Kinder-Dummys entwickelt und eingesetzt [31]. Momentan erfolgt eine Entwicklung der Simulation des Insassenschutzes nicht nur anhand von Dummys, sondern auch mittels sogenannter Mensch-Modelle [32, 33]. Dadurch soll das bio-mechanische Verhalten der Insassen noch genauer präzisiert werden. So wird das Ziel verfolgt, das Unfallgeschehen realistischer abzubilden und die Schutzmaßnahmen zielgerichteter entwickeln und wirkungsvoller einsetzen zu können [34].

Ein weiteres großes Entwicklungsfeld ist die genauere Materialmodellierung und damit die Versagensprädiktion. Auch in diesem Bereich lässt sich über die Jahre ein großer Fortschritt erkennen. Durch den Einsatz neuer Materialien und den Anforderungen aus dem Leichtbau besteht auch auf diesem Gebiet weiterhin großer Entwicklungsbedarf, siehe z. B. [35–39].

Ein drittes, in [22] genanntes und zum damaligen Zeitpunkt neues Anwendungsfeld der numerischen Simulation im Kontext der passiven Fahrzeugsicherheit ist die Nutzung virtueller Signale zur Entwicklung des Crash-Sensierungssystems. Die Entwicklung auf diesem Themenfeld wird im folgenden Abschnitt genauer betrachtet. Der Fokus liegt dabei im Besonderen auf Publikationen, die als Grundlage für die hier vorliegende Arbeit dienen.

2.1.2 Simulation von Crash-Sensierungssignalen

In der Arbeit von Lin et al. [20] wurde untersucht, ob die damaligen Fahrzeugmodelle auch zur Simulation von Crash-Sensorsignalen in LS-DYNA genutzt werden können und sich diese Signale für die anschließende Kalibrierung des SDM eignen. Dafür werden sowohl Auslöselastfälle (0° und $\pm 30^\circ$ Frontalaufprall mit 22,4 km/h, 48 km/h und 56 km/h, sowie der zentrale Pfahlaufprall mit 56 km/h) als auch Lastfälle untersucht, die keine Auslösung der Rückhaltesysteme erfordern (Frontalaufprall mit 11,2 km/h und 14,4 km/h). Die Maßnahmen, die zur erfolgreichen Sensing-Simulation führten, waren die Verfeinerung des Modells durch Hinzufügen von Stoßstangen-Schaumeinlagen und die Nachbearbeitung der Signale. So wurden die Signale aus der Simulation hinsichtlich Abtastrate und Filterung nachbearbeitet, um sie mit denen aus dem Versuch vergleichbar zu machen. Hinsichtlich der Beschleunigungssignale wurde jedoch keine ausreichende Übereinstimmung festgestellt. Lediglich die gewonnenen Geschwindigkeitssignale liefern zufriedenstellende Ergebnisse. Auf Basis dessen wird in [20] geschlossen, dass großes Potential für die Entwicklung von geschwindigkeitsbasierten Auslösealgorithmen besteht, ebenso wie hinsichtlich Einsparungen von Versuchen zur Signalgenerierung.

Ein wesentlicher Schritt in der Entwicklung der Sensing-Simulation und zur Verwendung von simulierten Sensing-Signalen ist die Arbeit von Kiefer et al. [40]. Darin wurde untersucht, wie sich die FE-Modelle für die Crash-Berechnung auch zur Simulation von Beschleunigungssignalen verwenden lassen und diese Signale darüber hinaus auch für die Kalibrierung des Sensierungssystems genutzt werden können. Auf der Basis von simulierten Signalen kalibrieren zu können, reduziert die Abhängigkeit von kosten- und zeitintensiven Hardware-Versuchen und ermöglicht die Entwicklung des Sensing-Systems bereits in früheren Projektphasen. Die Arbeit thematisiert im Besonderen die Vermeidung von Aliasing-Fehlern und die Problematik, auch hochfrequente Signalinhalte simulieren zu können. Ferner wird

eine Methode vorgestellt, die die Beschleunigungssignale aus dem globalen Koordinatensystem des FE-Modells mit den im Versuch gemessenen Signalen vergleichbar macht. Somit dient [40] als Grundlage für die virtuelle Messkette, wie sie in dieser Arbeit verwendet wird. In Abschnitt 2.2 wird diese im Detail erläutert.

In [41] wird ein Vergleichstest von Sensing-Simulationen in den FE-Codes RADIOSS und LS-DYNA durchgeführt. Dazu werden drei Frontlastfälle, „rigid barrier“, „pole“ und „Thatcham offset“ (d. h. 40 % rigid barrier) simuliert und die Signale des EFS und SDM der beiden Codes untereinander und mit Versuchsergebnissen verglichen. Dabei wurde gezeigt, dass beide Codes vergleichbare Ergebnisse liefern. Im Modell für LS-DYNA wurde in der damaligen Version allerdings Verbesserungsbedarf bezüglich der Abbildung höherer Frequenzbereiche (oberhalb von 100 Hz) identifiziert.

In der Arbeit von Pipkorn [42] wird aufgezeigt, wie sich CAE nutzen lässt, um anhand von Vorverlagerungskriterien des Insassen den benötigten Auslösezeitpunkt für den Airbag zu bestimmen und wie damit die Anforderung für die Kalibrierung des Algorithmus formuliert werden kann. Dazu werden MKS-Modelle in der Software MADYMO für die Abbildung des Insassen verwendet. Darüber hinaus wird gezeigt, dass sich die Geschwindigkeitssignale aus einer FE-Simulation für die Entwicklung des Auslösealgorithmus nutzen lassen. Es wird ebenfalls, wie auch in [20, 40], darauf hingewiesen, dass sich die simulierten Beschleunigungssignale auf Grund des sehr hohen Rauschanteils allerdings nicht zur Entwicklung von Crash-Sensing-Systemen nutzen lassen. Selbst für die Erzeugung der Geschwindigkeitssignale wird vorgeschlagen, die Beschleunigungssignale vor der Integration zu filtern, um den Rauschanteil im Signal zu vermindern. Dazu werden die Beschleunigungssignale mit einem Butterworth-Tiefpassfilter mit 100 Hz Grenzfrequenz gefiltert. Das Verhalten des verwendeten Front-Strukturmodells gleicht in der Simulation nicht exakt dem Versuch, da sich die Struktur steifer verhielt als im Versuch. In der Simulation trat ein Abknicken des vorderen Längsträgers auf, während im Versuch ein axiales Falten zu beobachten war. Daraus resultiert auch ein höherer Rauschanteil im simulierten Geschwindigkeitssignal als im Versuch. Aber dennoch erwiesen sich die in [42] gewonnenen Signale als ausreichend, um in einer Auslegung des Sensierungssystems verwendet werden zu können.

Auch [43] stellt die Möglichkeit vor, MADYMO zur Bestimmung der Anforderungen für die Kalibrierung zu verwenden. Die Signale, um die Kalibrierung durchzuführen, stammen in [43] allerdings herkömmlich aus Versuchen. Mit den Fortschritten in der Simulations-Methodik wurden in der Folge vermehrt, wie in Abschnitt 2.1.1 bereits erwähnt, FE-Dummys anstelle der MKS-Modelle verwendet.

Ein weiterer wesentlicher Schritt, um die Vorhersagegüte von FE-Simulationen und die Nutzbarkeit der simulierten Signale zu erhöhen, ist die Arbeit von Le et al. [44]. Dort wird zunächst der Bedarf herausgestellt, Signale nicht nur in niedrigeren Frequenzbereichen bis 150 Hz, sondern auch darüber hinaus bis 400 Hz zuverlässig simulieren zu können. Die Notwendigkeit wird betont, dass die Crash-Simulationsmodelle hinsichtlich Aufbau und Qualität für die Sensing-Simulation anzupassen sind. Damit wird es ermöglicht, verwendbare Signale in einem größeren Frequenzband mit reduziertem Rauschanteil zu erhalten. Eine Maßnahme, um dies zu erreichen, ist die Verbindungen zwischen Bauteilen und Komponenten nach Möglichkeit physikalisch korrekt und nahe an der Realität abzubilden. Starre Verbindungen („rigid links“ u. ä.) gilt es demnach zu vermeiden und stattdessen die Steifigkeit der Verbindungen zumindest abstrahiert durch Feder- und Balkenelemente zu berücksichtigen. Ebenso sind Penetrationen (d. h. Durchdringungen) zwischen den Bauteilen, die bei der geometrischen Abstraktion und dem Modellaufbau entstehen können, zu korrigieren. Ebenfalls sollten Randbedingungen, z. B. das Sperren von Freiheitsgraden, vermieden werden, wenn es nicht unbedingt zur Abbildung der physikalischen Bedingungen nötig ist, da dadurch ebenfalls Rauschen im Signal erzeugt wird. Ferner ist darauf zu achten, dass die Massen im Modell physikalisch korrekt verteilt sind. Für die Umsetzung dieser Maßnahmen wird die Etablierung von Kontroll-Prozessen angestrebt, durch die die Korrektheit und Qualität der Modelle hinsichtlich geometrischer Modellierung, mathematischer Abbildung, Material-Formulierungen etc. gewährleistet wird. Durch Anwendung dieser Maßnahmen wird gezeigt, dass sich Crash-Modelle dann schlussendlich auch zur Sensing-Simulation, insbesondere von Beschleunigungssignalen, verwenden lassen. Um den Rauschanteil in den Signalen weiter zu reduzieren, wurde ferner die „Moving Least

Square“-Methode (MLS) nach Fasshauer [45] auf den Anwendungsfall entsprechend angewandt. Dabei wird auf Basis der im Signal vorliegenden diskreten Datenpunkten ein Polynom nach der Methode der Minimierung der gewichteten Fehlerquadrate konstruiert. An Frontalcrashes wurde gezeigt, dass sich durch Anwendung von MLS auf die simulierten Signale, d. h. hier die Verwendung von vier Polynomen dritten Grades, die Übereinstimmung mit Signalen aus dem Versuch weiter verbessert.

In [46, 47] wird der Schritt vollzogen, die Beschleunigungssignale der Sensoren nicht nur in einem Frontalcrash, sondern auch in einem Seitenaufprall zu simulieren. Da in einem Seitenaufprall die Auslösung der Rückhaltesysteme schneller als bei einem Frontalcrash erfolgen muss, sind auch die Genauigkeitsanforderungen an das Beschleunigungssignal höher, um es für die Kalibrierung einsetzen zu können. Es wird diskutiert, wie ein LS-DYNA-Seitencrash-Modell hinsichtlich Modellierung und Parametereinstellungen angepasst werden sollte, um die nötige Genauigkeit für die Sensing-Simulation zu erhalten. Als wesentlich wird die Berücksichtigung der Dehnraten-Abhängigkeit in den Materialmodellen genannt. Ferner werden Signalverbesserungen durch Netzverfeinerung des Impaktors erreicht, durch Parameter-Einstellungen in der Elementformulierung und Hourglass-Control-Formulierung (durch den mittlerweile verbreiteten Einsatz von vollintegrierten Schalenelementen anstelle der damals verwendeten Belytschko-Tsay-Formulierung haben sich diese heutzutage allerdings überholt), sowie in der Kontakt-Formulierung. Falls noch keine Signale aus Versuchen vorhanden sind, eignen sich demnach die simulierten Signale, um eine erste Kalibrierung des Algorithmus im SDM vorzunehmen. Dies wurde durch Überprüfung der simulierten Signale mittels des Auslösealgorithmus belegt. Damit ist die Qualität der Signale ausreichend, um im späteren Verlauf der Entwicklung, wenn Versuchsdaten zur Verfügung stehen, auf Basis der bereits vorgenommenen Kalibrierung gegebenenfalls nur noch eine Nach-Justierung vornehmen zu müssen. Ein Beispiel für die Anwendung der Simulation von Beschleunigungssignalen in der Entwicklung liefert [48]. Ferner wird dort demonstriert, wie sich die simulierten Signale nicht nur zur Kalibrierung nutzen lassen, sondern auch zur Wahl und Optimierung der Sensorpositionen.

Nachdem sich nicht nur Geschwindigkeits- sondern auch Beschleunigungssignale in Frontal- und Seitencrashes erfolgreich und mit der für die Entwicklung von Sensing-Systemen nötigen Genauigkeit simulieren ließen, war der nächste Schritt die Simulation der Signale von anderen Sensortypen. Von wesentlicher Bedeutung sind dabei Drucksensoren (siehe auch Abschnitt 1.1), die insbesondere in den Türen zur Detektion von Seitencrashes verwendet werden, sowie in der Fahrzeugfront zur Erkennung von Fußgänger-kollisionen. Die Entwicklung einer Methode zur Simulation der Druckveränderung im Inneren der Tür wird in [21] vorgestellt. Die Simulationen wurden in LS-DYNA durchgeführt. Zwei Simulationsansätze wurden verglichen: Zum einen wird die Druckveränderung in Folge der Änderung des Türvolumens mittels der Uniform-Pressure-Methode (UP-Methode) abgebildet. Dabei wird das Volumen des Türinnenraums mittels eines „Airbags“ modelliert (unter Verwendung des LS-DYNA-Keywords *AIRBAG_HYPRID, mit initialem Druck gleich dem Umgebungsdruck) und die uniforme Druckveränderung in dem geschlossenen Volumen simuliert. Zum anderen wird die Arbitrary-Lagrangian-Eulerian-Methode (ALE, *ALE) als zweiter Ansatz dazu verglichen. Beide Methoden eignen sich ähnlich gut zur Simulation der Signale des Drucksensors. Mit der ALE erreicht man eine bessere Korrelation insbesondere zu Beginn im Bereich des Druckanstiegs. Auch ist sie im Gegensatz zur UP-Methode dazu geeignet, Druckunterschiede innerhalb des Türvolumens abzubilden. Allerdings ist der Rechenaufwand für diese Methode auch deutlich höher als bei der UP-Methode.

Neben den Simulationsmethoden für Beschleunigungs- und Drucksensoren in Crash-Lastfällen soll hier der Vollständigkeit halber auch kurz auf die Entwicklung von Methoden zur Simulation von Körperschallsignalen eingegangen werden. Motiviert ist die Verwendung von Körperschallsensoren vor allem aus der Möglichkeit Crash-Ereignisse früher zu detektieren und somit auch mehr Zeit zur Verfügung zu haben, dass Ereignis klassifizieren zu können. Die Verwendung von Körperschallsensoren und damit auch deren Simulation ist relativ neu. In [49] wird der Bedarf für Simulationsmethodiken für diesen Sensortyp formuliert und erwartet, dass sich FEA in Verbindung mit entweder der Statistical Energy Analysis (SEA, die in der NVH(Noise Vibration Harshness)-Berechnung angewandt wird) oder der Transmission Line Method (TLM) dafür sehr gut eignen sollte. In [50] wird dann die Möglichkeit der Körperschallaus-

breitungssimulation mittels TLM vorgestellt. Bei dieser Methode wird die Ausbreitung von Wellen in mechanischen Strukturen durch elektrische Analogien entsprechender Schwingkreise beschrieben. Darüber hinaus wird eine Erweiterung vorgestellt, wie sich zusätzlich, in Abhängigkeit von der Crashgeschwindigkeit, Körperschallsignale aktiv erzeugen lassen, um die Klassifizierung der Ereignisse noch verbessern zu können. Die potentielle Machbarkeit dieses Verfahren wird mittels Körperschallsimulation virtuell abgebildet.

In [51] wird die TLM für die Berechnung der eindimensionalen Wellenausbreitung einer Biegewelle erweitert, um auch deren Körperschallausbreitung simulieren zu können. Ferner wird ausgehend von einer eindimensionalen Biegewelle ein Verfahren vorgestellt, um auch in zweidimensionalen Strukturen die Wellenausbreitung zu simulieren. Auch Reflexionen und Transmissionen an Übergängen lassen sich abbilden. Die TLM wird dazu ebenfalls entsprechend erweitert. Die Entwicklung und Validierung der Methode erfolgt am Beispiel eines geometrisch vereinfachten Mitteltunnels einer Fahrzeugstruktur. In einem weiteren Forschungsprojekt [10] erfolgte daraufhin, nach Prüfung der Anwendbarkeit der genannten Methode, erfolgreich die Übertragung der Methodik von Front- auch auf Seitenaufprallszenarien.

Die Entwicklung der Simulationsmethoden für Signale, die sich zur Kalibrierung des Auslösealgorithmus verwenden lassen, konzentriert sich in oben genannten Arbeiten überwiegend auf Crash-Lastfälle, die eine Auslösung der Rückhaltesysteme erfordern. Die Erzeugung von Signalen zur Robustheitsüberprüfung der Kalibrierung bezüglich der Unterscheidung zwischen Deploy- und No-Deploy-Ereignissen wird nur vereinzelt durchgeführt [47] und stets nur mit Crash-Lastfällen niedriger Aufprallgeschwindigkeiten (RCAR-Lastfälle). Die Gründe dafür sind einleuchtend, angesichts der Herausforderungen, die es für die Simulation von Beschleunigungssignalen zu überwinden galt [20, 44]: So ist es schwierig, das durch ein solches Niedrigenergie-Ereignis erzeugte Signal von den Rauschanteilen im Simulationsergebnis zu trennen. In Konsequenz bedeutet dies, je geringer der Energieeintrag und damit je niedriger das erzeugte Signal ist, desto geringer muss der Rauschanteil im Modell sein, und desto höher muss somit die Modellqualität sein.

Eine erste Untersuchung zur Simulation von Sensing-Signalen in nicht-crashähnlichen Misuse-Events wird in [52] vorgenommen. Darin wird untersucht, ob sich die Signale, die durch eine sog. Querrinnenüberfahrt verursacht werden, mittels FEA simulieren lassen. Dazu werden in einem FE-Fahrzeugmodell die Rad- und Fahrwerkskomponenten detaillierter als in üblichen Crash-Modellen abgebildet. Die Signale werden zu Versuchsergebnissen korreliert und die Ergebnisqualität des Modells abschließend am Lastfall einer Bordsteinüberfahrt überprüft. Demnach lässt sich mit den dort vorgestellten Maßnahmen die Sensing-Simulation jener Lastfälle erfolgreich durchführen.

Die hier vorliegende Arbeit dient nun dazu, wie in Abschnitt 1.3 genannt, den Bedarf nach einer Ausweitung der Sensing-Simulation auf die Misuse-Lastfälle zu decken. Dazu werden im folgenden Abschnitt die nötigen Grundlagen erläutert.

2.2 Reale und virtuelle Crash-Sensorik

Nachdem in Abschnitt 2.1 der Stand der Technik und damit die Basis für die vorliegende Arbeit skizziert wurde, wird nun erläutert, wie sich die Beschleunigungssignale in den hier verwendeten FE-Crash-Modellen in LS-DYNA (Version 971 Rev 4.2.1), aufbauend auf [40], simulieren lassen.

Das Zusammenwirken aller beteiligten Bestandteile aus Erregersystem, mechanischer Struktur (Fahrzeug), Aufnehmer (Sensor), Zwischengliedern, Analyse- und Ausgabegerät wird als Messkette bezeichnet [53]. Für einen konsistenten Vergleich mit den Daten aus dem Versuch ist es wichtig, dass die Signale aus der Simulation auf die gleiche Weise erzeugt und verarbeitet werden wie die Signale aus dem Versuch. Die Messketten im Versuch (reale Messkette) und in der Simulation (virtuelle Messkette) müssen sich somit entsprechen. Im Folgenden wird zunächst die reale Messkette näher erläutert.

Der allgemeine Aufbau einer realen Messkette kann der oberen Hälfte der Abbildung 2.1 entnommen werden. Es beginnt mit einer Anregung, die der Lastfallkonfiguration entsprechend auf eine mechanische Struktur wirkt. Auf dieser Struktur ist die Sensorik angebracht. Die Strukturantwort in Folge der Anregung wird von der Sensorik aufgezeichnet. Die so gemessenen Signale werden von einem analo-

gen Anti-Aliasing-Filter vorgefiltert, durch einen Analog-/Digital(A/D)-Wandler gewandelt und in einen Messcomputer weiterverarbeitet bzw. ausgegeben.

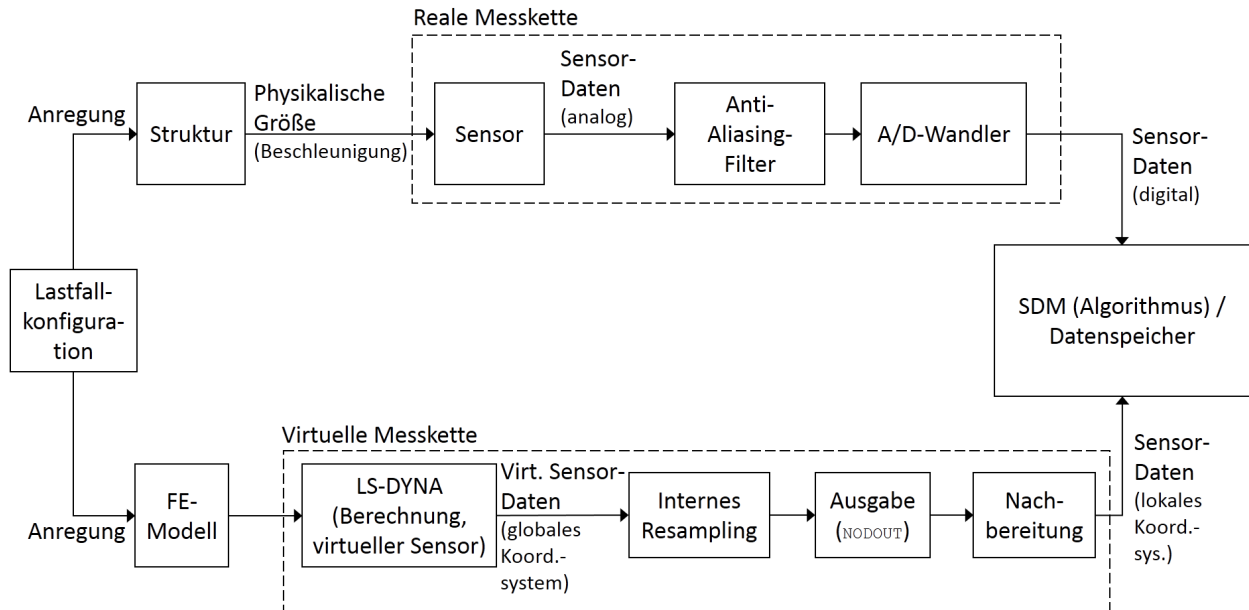


Abbildung 2.1: Reale und virtuelle Messkette zur Ermittlung der Sensorsignale, nach [7]

Als Aliasing bezeichnet man, dass bei nicht bandbegrenzten Signalen im Frequenzbereich Fehler durch die Überlappung der einzelnen Perioden des periodischen Fourier-Spektrum auftreten [53, 54]. Wird ein Signal mit einer festen Abtastkreisfrequenz $\Omega_s = \frac{2\pi}{\Delta t}$ an diskreten Stellen abgetastet, so ist sicherzustellen, dass die höchste im Signal enthaltene Frequenz kleiner als die halbe Abtastfrequenz ist,

$$\omega_{\max} < \frac{\Omega_s}{2} = \Omega_{\text{Nyquist}}. \quad (2.1)$$

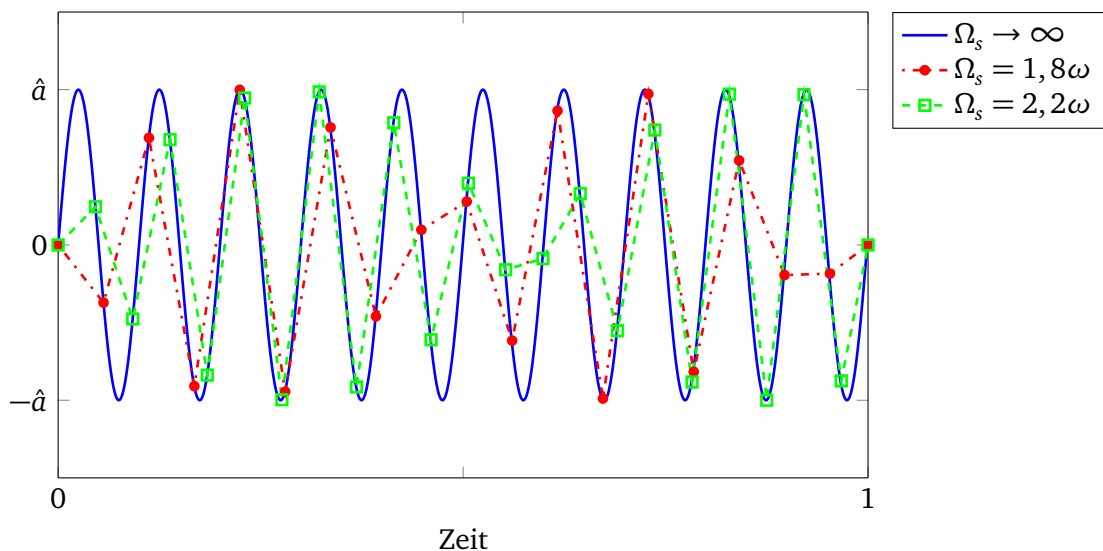


Abbildung 2.2: Harmonisches Signal $a(t) = \hat{a} \sin \omega t$ mit Kreisfrequenz ω : kontinuierlich ($\Omega_s \rightarrow \infty$), zu selten ($\Omega_s = 1,8\omega$) und hinreichend oft ($\Omega_s = 2,2\omega$) abgetastet

Diese Frequenz wird Nyquist-Frequenz genannt. Der Aliasing-Fehler lässt sich anhand von Abbildung 2.2 erklären. Dort ist eine kontinuierlich abgetastete Sinus-Schwingung $a(t) = \hat{a} \sin \omega t$ dargestellt

(d. h. $\Omega_s \rightarrow \infty$). Ferner zeigt die Abbildung die Schwingung als zu niederfrequent ($\Omega_s = 1,8\omega$) und hinreichend oft ($\Omega_s = 2,2\omega$) abgetastet. In Abb. 2.3a ist gezeigt, dass solange das Signal mit mindestens der doppelten Nyquist-Frequenz abgetastet wird, sich für das Frequenz-Spektrum das korrekte Ergebnis ergibt. Bei dem zu selten abgetasteten Signal taucht im Spektrum eine falsche Frequenzkomponente auf, siehe Abb. 2.3b.

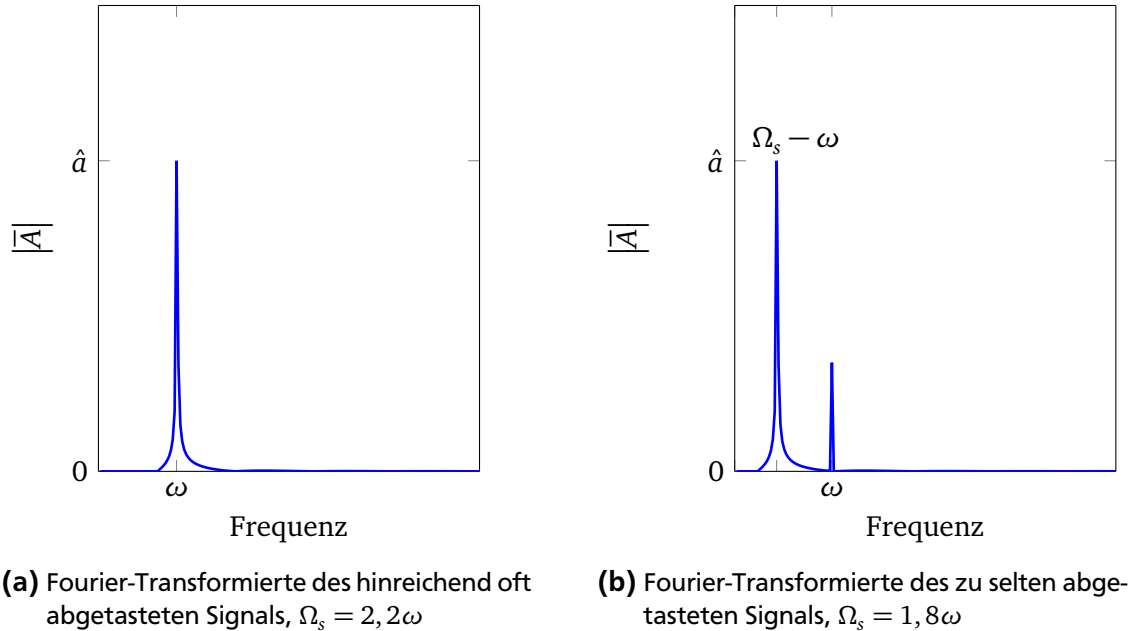


Abbildung 2.3: Veranschaulichung des Aliasing-Effekts nach [53]

Der durch das Aliasing entstehende Fehler ist nicht kalkulierbar und daher auch nicht im Nachhinein zu korrigieren [53]. Alle aus dem Signal berechneten Größen, z. B. die Geschwindigkeit aus dem integrierten Beschleunigungssignal sind damit fehlerhaft. Da in der Praxis nicht bekannt ist, welche Frequenzinhalte ein Signal besitzt, ist ein Anti-Aliasing-Filter immer erforderlich. Dieser hat die Aufgabe, entsprechend hochfrequente Komponenten aus dem Messsignal zu entfernen. Die Grenzfrequenz ergibt sich dabei aus dem Kompromiss zwischen möglicher Abtastrate und verarbeitbarer Datenmenge [54].

Konkret werden in den Misuse-Versuchen die Signale von Beschleunigungssensoren an verschiedenen Positionen auf der Fahrzeugstruktur aufgezeichnet. In der Fahrzeugfront (EFS) und -seite (SIS) werden uni-direktionale Beschleunigungsaufnehmer verwendet (siehe Abbildung 1.3). Der in das SDM integrierte Sensor misst die Beschleunigung bi-direktional, d. h. sowohl in longitudinaler als auch in lateraler Richtung. Die eingesetzten Sensoren haben einen Messbereich von ± 500 g in der Fahrzeugfront und -seite und ± 100 g am SDM [55]. Die Signale werden mit einer Rate von 10 kHz abgetastet. In den Misuse-Versuchen werden die Signale an den Sensorpositionen und gegebenenfalls an weiteren Positionen, die von Interesse sind, aufgezeichnet und zunächst mit einem CFC1000 Filter vorgefiltert. Weitere Erläuterungen zu den verwendeten Filtern sind in Abschnitt 2.2.3 zu finden. Als letzter Schritt gemäß Abb. 2.1 erfolgt die Speicherung und Auswertung der Daten im SDM bzw. im Mess-Computer.

In der Simulation gilt es nun Signale zu generieren, die äquivalent zu den gemessenen Signalen sind. Dies bedeutet, dass die virtuelle der realen Messkette entsprechen muss. Der prinzipielle Aufbau der virtuellen Messkette ist in dem unteren Pfad in Abbildung 2.1 dargestellt. Die Entwicklung von Crash-Sensierungssystemen wird bereits mit simulierten Signalen aus Frontal- und Seitencrashsimulationen durchgeführt, wie in den Abschnitten 1.1 und 2.1 dargelegt. Dazu werden FE-Struktur-Crash-Modelle verwendet. Diese Modelle dienen als Basis für die in dieser Arbeit entwickelten Simulationen und daher wird auch die dort bereits etablierte, virtuelle Messkette hier verwendet. Im nächsten Ab-

schnitt wird erläutert, wie aus dem FE-Modell die Signale ermittelt werden, die den im Versuch gemessenen Beschleunigungen entsprechen.

2.2.1 Virtuelle Messkette zur Signalgenerierung

Um zum Versuch vergleichbare Beschleunigungssignale aus dem FE-Modell zu erhalten, ist es nicht ausreichend, lediglich die Beschleunigung von Knoten an den jeweiligen Sensorpositionen auszuwerten. Die Ausgabe der Knoten erfolgt in der Simulation zunächst im globalen, zeitunabhängigen Koordinatensystem, wohingegen die Sensoren im Versuch die lokale Beschleunigung entsprechend ihrer Ausrichtung messen. Um die Simulationsdaten mit denen aus dem Versuch vergleichen zu können, müssen folglich die globalen Beschleunigungen in die lokalen transformiert werden. Es wird dazu die in [40] vorgestellte Methode verwendet. Diese Methode nutzt die in der Ausgabe der FE-Berechnung (erzeugt mit LS-DYNA-keyword *DATABASE_HISTORY_NODE in der Datei NODOUT) zur Verfügung stehenden Informationen und berechnet daraus die lokalen Beschleunigungen. Eine Transformation vom globalen (x, y, z) in das lokale Koordinatensystem (x^*, y^*, z^*) lässt sich beschreiben durch die Rotation mit einem Drehwinkel α um eine Drehachse \vec{n} , wie in Abbildung 2.4 dargestellt. In der NODOUT-Datei werden zu jedem Ausgabezeitpunkt (die Abtastrate beträgt hier stets 10 kHz) die Koordinaten der gewählten Knoten angegeben sowie deren Geschwindigkeit und Beschleunigung, sowohl translatorisch als auch rotatorisch [56].

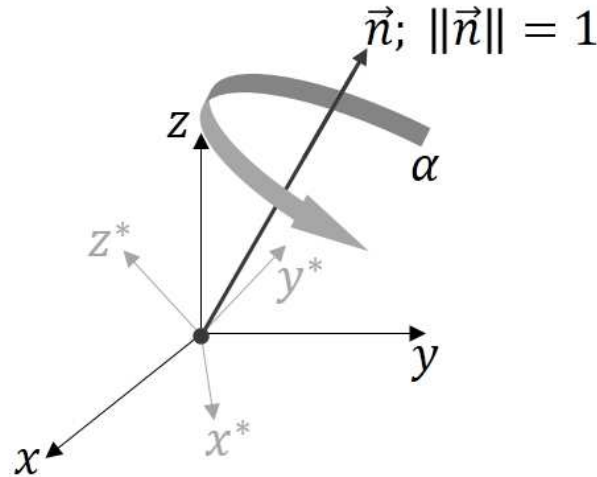


Abbildung 2.4: Beschreibung der Rotation eines Koordinatensystems über Drehachse und Drehwinkel

Die Transformation lässt sich durch die Euler-Rodriguez-Formel beschreiben. Die Herleitung dieser Formel ist in Anhang A zu finden. Demnach lässt sich die Rotationsmatrix \mathbf{R} bestimmen zu

$$\mathbf{R} = \cos \alpha \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} + (1 - \cos \alpha) \cdot \begin{bmatrix} n_1 n_1 & n_1 n_2 & n_1 n_3 \\ n_2 n_1 & n_2 n_2 & n_2 n_3 \\ n_3 n_1 & n_3 n_2 & n_3 n_3 \end{bmatrix} + \sin \alpha \cdot \begin{bmatrix} 0 & -n_3 & n_2 \\ n_3 & 0 & -n_1 \\ -n_2 & n_1 & 0 \end{bmatrix}. \quad (2.2)$$

Daraus ergibt sich die Transformationsmatrix $\mathbf{T} = \mathbf{R}^{-1} = \mathbf{R}^T$ mittels der sich die globalen Beschleunigungen \vec{a}_{global} in die lokalen Beschleunigungen umrechnen lassen:

$$\vec{a}_{\text{lokal}} = \mathbf{T} \cdot \vec{a}_{\text{global}}. \quad (2.3)$$

Die Bestimmung der Transformationsmatrix gemäß Gleichung (2.2) verlangt die Kenntnis der Drehachse \vec{n} (hier als Einheitsvektor) und des Drehwinkels α . In der Ausgabe NODOUT von LS-DYNA befinden sich lediglich die Information in Form der Rotationswinkel um die drei Raumachsen x , y und z ,

$$\vec{\theta} = \begin{bmatrix} \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{bmatrix}. \quad (2.4)$$

Diese Information lässt sich allerdings einfach in die benötigte Form überführen. So gilt

$$\vec{\theta} = \begin{bmatrix} \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{bmatrix} = \alpha \cdot \begin{bmatrix} n_1 \\ n_2 \\ n_3 \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

und somit

$$\alpha = \|\vec{\theta}\| \text{ und } \vec{n} = \begin{bmatrix} n_1 \\ n_2 \\ n_3 \end{bmatrix} = \frac{1}{\alpha} \cdot \vec{\theta}. \quad (2.6)$$

Um nun jedoch die entsprechenden, zum Versuch vergleichbaren Sensorsignale aus der FE-Simulation zu erhalten, ist Folgendes zu beachten: Wie in [40] dargelegt, können die Beschleunigungsdaten im NODOUT mit Aliasing-Fehler behaftet sein. Der Prozess der Datenakquise erfolgt im Post-Processing daher wie in Abbildung 2.5 dargestellt.

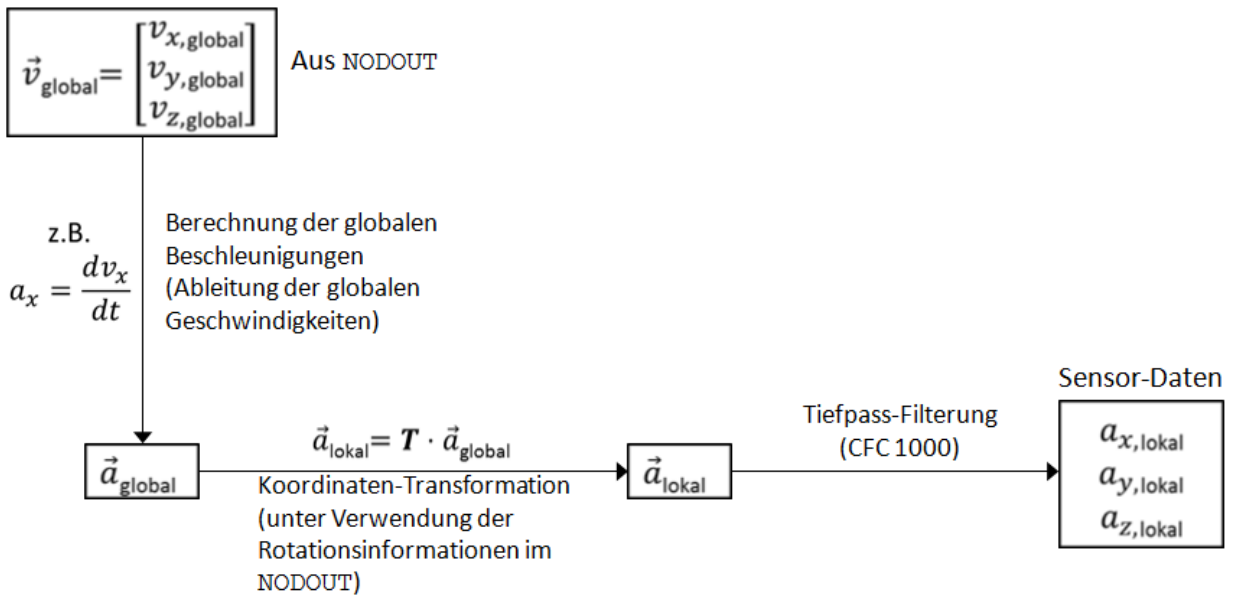


Abbildung 2.5: Post-Processing der virtuellen Sensorsignale nach [40]

Demzufolge wird der Geschwindigkeitsvektor \vec{v}_{global} aus dem NODOUT verwendet und daraus werden durch komponentenweise Differentiation und Koordinatentransformation die Beschleunigungskomponenten \vec{a}_{lokal} in den jeweiligen Koordinatenrichtungen x , y , z errechnet. Die Verwendung der Geschwindigkeit zur Berechnung der Beschleunigung hat gegenüber der direkten Verwendung der Beschleunigung aus dem NODOUT den Vorteil, weniger verrauscht zu sein (siehe dazu auch Abschnitt 2.1.2). Diese Beschleunigung wird anschließend durch Verwendung von Gleichung (2.2) und gemäß Gleichung (2.3) in das lokale Koordinatensystem des Sensors transformiert. Die entsprechende Komponente des Beschleunigungsvektors \vec{a}_{lokal} entspricht nach einer entsprechenden Tiefpass-Filterung (CFC1000) der Beschleunigung, die in der realen Messkette aufgezeichnet wird.

Grundsätzlich wird davon ausgegangen, dass zu Beginn der Simulation, wie auch meist im realen Fahrzeug, die lokalen Koordinatenachsen der Sensoren parallel zu den globalen Koordinatenachsen sind. Durch das Post-Processing lassen sich in der Transformation auch andere Ausrichtungen der Sensoren berücksichtigen bzw. nachträglich im Post-Processing analysieren, welches Signal man bei einer anderen Sensorausrichtungen erhalten würde. Die Beschleunigungskomponenten können durch Integration weiterverarbeitet werden, um die Geschwindigkeiten zu erhalten, wie sie im Algorithmus des SDM

verarbeitet wird. Es sei betont, dass es sich dabei nicht um die physikalisch korrekten Geschwindigkeitskomponenten handelt, die die Bewegung eines Punktes im Raum beschreiben. Im globalen Koordinatensystem ist es zulässig durch komponentenweise Integration und Differentiation aus der Beschleunigung die Geschwindigkeit und vice versa zu berechnen, da dieses Koordinatensystem zeitlich invariant ist. Im lokalen, sensor-eigenen Koordinatensystem ist dies jedoch unzulässig, da es eben nicht zeit-invariant ist. Allerdings wird hier durch die Integration nachgebildet, was auch im Algorithmus berechnet wird. Wenn im Folgenden von Geschwindigkeitssignalen gesprochen wird, so ist diese sog. „Pseudo-Geschwindigkeit“ [7, 40] gemeint.

Der Vollständigkeit halber sei hier noch auf eine weitere Modellierungsmethode in LS-DYNA hingewiesen, die die Transformation im Post-Processing verzichtbar macht. Die lokale Kinematik von Knoten lässt sich auch mit Hilfe sogenannter `*ELEMENT_SEATBELT_ACCELEROMETER` direkt im NODOUT ausgeben. Für weitere Informationen wird hier auf die Dokumentation von LS-DYNA [56] verwiesen. In [40] wird diese Möglichkeit untersucht. Mit der damals verwendeten LS-DYNA Version 970 wurde sich gegen die Verwendung dieser Ausgabe-Variante entschieden, aufgrund bestehender Probleme hinsichtlich Handhabung und Auftreten von Aliasing-Fehlern. Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit zeigten, dass in aktuellen Versionen von LS-DYNA Version 971 (R9.4.1 und weiter R9.6.1) die Funktionalität der `*ELEMENT_SEATBELT_ACCELEROMETER` verbessert wurde und in üblichen Crash-Lastfällen (z. B. Seitencrash, Barriere 50 km/h) die Unterschiede im gefilterten Signal vernachlässigbar sind und sich durch die zwei unterschiedlichen Methoden quasi die gleichen Signale ergeben. Der Aufwand für das Post-Processing wird durch die Verwendung der `*ELEMENT_SEATBELT_ACCELEROMETER`-Modellierung zwar sicherlich gemindert, allerdings steht auch nicht mehr die Möglichkeit zur Verfügung, sowohl globale als auch lokale Daten zu verwenden und beispielsweise Fragen zur Ausrichtung der Sensoren zu untersuchen. Da der Aufwand für den Modellaufbau in beiden Fällen ähnlich ist und die Datenakquise gemäß dem Prozess in Abbildung 2.1 und 2.5 etabliert ist, wird diese auch im Rahmen dieser Arbeit fortgeführt. Ein weiterer Vorteil dieser Modellierung gegenüber der Verwendung von `*ELEMENT_SEATBELT_ACCELEROMETER` ist zudem, dass diese Sensoren visuell im Modell sichtbar sind, wie im folgenden Absatz näher erläutert wird. Somit lässt sich in Crash-Lastfällen leichter beurteilen, ob die gewählte Sensorposition eine weitestgehende Unversehrtheit der Sensorik gewährleistet.

Wie oben gezeigt, werden zur Berechnung der Transformation die Rotationen an der Position des realen Sensors, idealerweise durch einen Knoten an eben jener Position, benötigt. Die Sensoren werden in der Regel auf Bauteilen angebracht, die durch Schalenelemente (LS-DYNA Element-Typ 16, d.h. voll-integriertes Schalen-Element) modelliert werden. Diese Elemente sind für die Abbildung von Biegebelastungen entwickelt und eignen sich nicht für Torsionsbelastungen [57]. Infolgedessen können bei diesem Elementtyp die Rotationen an den Knoten in Normalenrichtung nicht ohne Weiteres direkt verwendet werden, da diese Rotation unbestimmt ist [40]. Für die Sensing-Simulation ist deshalb eine Möglichkeit zu schaffen, um mit möglichst wenig zusätzlichem Aufwand die Struktur-Crash-Modelle zur Signalgenerierung nutzen zu können. Deshalb wird [40] folgend, eine Modellierung verwendet, bei welcher der Sensor als Abstraktion eines Sensor-Bauteils, bestehend aus fünf Schalenelementen, abgebildet wird. Die Grundfläche dieses „virtuellen Sensors“ lässt sich über `*CONTACT_TIED_SHELL_EDGE_TO_SURFACE_BEAM_OFFSET` [56] einfach und beliebig auf der deformierbaren Fahrzeugstruktur platzieren (d. h. ein Anbringen auf Starrkörpern ist weder sinnvoll noch möglich). Dabei ist die Anbindung unabhängig von der Vernetzung des darunterliegenden Strukturbauteils. Durch Verwendung der `BEAM_OFFSET`-Option des genannten Kontakts muss der virtuelle Sensor nicht exakt auf der vernetzten Mittelfläche platziert werden, sondern die Anbindung erfolgt unter Beibehaltung des Abstands. Ohne Verwendung der `OFFSET`-Option wird der Abstand zwischen den Kontaktpartnern geschlossen und die Knoten des einen auf die Mittelfläche des anderen Bauteils projiziert. Dies ist nicht immer erwünscht und es werden dadurch Elementverzerrungen verursacht [56, 58]. Unphysikalische Spannungen und numerisches Rauschen können daraus folgen. In Kapitel 4.1 wird näher auf diese Thematik eingegangen. Zudem erleichtert diese Art der Modellierung eine große Anzahl von Sensoren einfach in einem Fahrzeugmodell zu platzieren, ohne dass diese exakt, den vernetzten Bauteilflächen

entsprechend, positioniert werden müssen. Ferner wird die BEAM_OFFSET-Option empfohlen, da sich diese als weniger anfällig für zusätzliches Rauschen im Modell erwiesen hat [56, 59].

2.2.2 Signaltransformation am Beispiel einer konstanten Kreisbewegung

Der Prozess der Generierung der virtuellen Sensorsignale und der Prozess der Datenakquise wird im Folgenden an einem analytisch lösbaren und daher nachvollziehbaren Beispiel erläutert. Dazu wird das in Abbildung 2.6 dargestellte Beispiel eines mit konstanter Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi} = \text{konstant}$ um die z -Achse rotierenden starren Balkens betrachtet. Von Interesse sei ein Punkt P auf dem Balken mit konstantem Abstand r vom Rotationsmittelpunkt. Dieser Punkt P repräsentiert die Position des Sensors, der wie oben beschrieben modelliert ist.

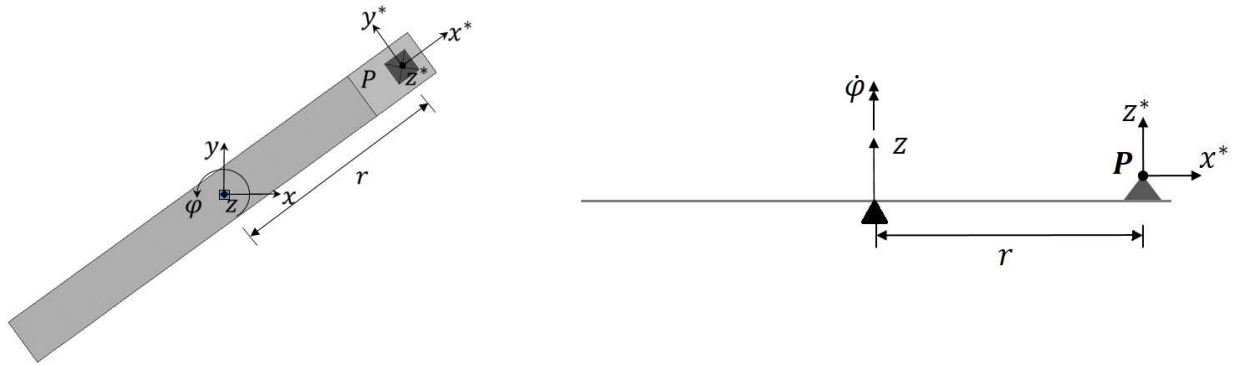


Abbildung 2.6: Beispiel zur Demonstration des Post-Processing der virtuellen Sensorsignale

Die Kinematik des Punktes P lässt sich einfach beschreiben durch die Position von P im globalen Koordinatensystem (x -, y -, z -Koordinaten) zu

$$\begin{aligned} x &= r \cdot \cos \varphi, \\ y &= r \cdot \sin \varphi, \\ \vec{p} &= r \cos \varphi \vec{e}_x + r \sin \varphi \vec{e}_y. \end{aligned} \quad (2.7)$$

Durch ein- bzw. zweimaliges Ableiten von (2.7) nach der Zeit ergibt sich die Geschwindigkeit

$$\vec{v} = -r \dot{\varphi} \sin \varphi \vec{e}_x + r \dot{\varphi} \cos \varphi \vec{e}_y \quad (2.8)$$

und die Beschleunigung

$$\vec{a} = -r \dot{\varphi}^2 \cos \varphi \vec{e}_x - r \dot{\varphi}^2 \sin \varphi \vec{e}_y. \quad (2.9)$$

Da der Punkt P im Beispiel die Position des Sensors beschreibt, ist die Kinematik im lokalen, mitdrehenden Koordinatensystem (x^* , y^* , z^*) von Interesse. Um nun die Kinematik von P im lokalen Koordinatensystem zu beschreiben, wird die Transformation anhand der Matrix \mathbf{T} aus Gleichung (2.2) durchgeführt. Im konkreten Beispiel ist der Rotationswinkel $\alpha = \varphi$ und die Rotationsachse $\vec{n} = \vec{e}_z = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}$. Durch Einsetzen in Gleichung (2.2) ergibt sich die für dieses Beispiel wohlbekannte Rotationsmatrix

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi & 0 \\ -\sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (2.10)$$

Durch die Verwendung von (2.10) ergibt sich aus der globalen Beschleunigung (2.9) die lokale Beschleunigung als reine Radialbeschleunigung zu

$$\vec{a}_{\text{lokal}} = -r\dot{\varphi}^2 \vec{e}_{x^*} \quad (2.11)$$

und aus (2.8) die lokale Geschwindigkeit als rein tangential zu

$$\vec{v}_{\text{lokal}} = r\dot{\varphi} \vec{e}_{y^*}. \quad (2.12)$$

Damit ist das Beispiel analytisch beschrieben und die numerischen Ergebnisse aus dem Prozess laut Abbildung 2.5, gemäß [40], lassen sich so verifizieren. Der erste Schritt zur Berechnung der lokalen Beschleunigungskomponenten des virtuellen Sensors ist demnach das Ableiten der Geschwindigkeitskomponenten im globalen Koordinatensystem. Für das numerische Differenzieren stehen hier unterschiedliche Möglichkeiten zur Verfügung. Beim Vorwärts-Differenzen-Verfahren wird die Zeitableitung des Wertes x_i durch $\dot{x}_i = \frac{x_{i+1} - x_i}{\Delta t}$ bestimmt. Dabei verkürzt sich die Länge des Datenvektors um einen Wert. Um die Vektorlänge für ein einfaches Post-Processing konstant zu halten, wird in der Anwendungspraxis wahlweise als eine Möglichkeit der erste oder als zweite Möglichkeit, der letzte Wert des abgeleiteten Vektors gedoppelt (dies entspricht damit dem Rückwärts-Differenzen-Verfahren). Die dritte Möglichkeit ist ein zentrales Differenzen-Verfahren zu nutzen, $\dot{x}_n = \frac{x_{i+1} - x_{i-1}}{2\Delta t}$. Um hierbei die Vektorlänge konstant zu halten, wird beim ersten Wert des Vektors die Vorwärts-Differenzen-Formel und beim letzten Wert analog die Rückwärts-Differenzen-Formel angewandt. Diese Möglichkeiten der Berechnung werden für das obige Beispiel durchgeführt. Somit ergibt sich aus der globalen y -Komponente der Geschwindigkeit die Beschleunigung $a_y = \frac{dv_y}{dt}$. Das Ergebnis ist Abbildung 2.7 zu entnehmen.

Darin sind die analytische und die drei numerischen Lösungen dargestellt. Es fällt dabei in den vergrößerten Darstellungen (Abb. 2.7a, 2.7b, 2.7c) auf, dass durch die verwendete Dopplung des ersten bzw. letzten Wertes eine Verschiebung der Beschleunigung um den Abstand $\pm\Delta t$ der Datenpunkte entsteht. In vielen praktischen Anwendungen ist dieser Fehler unauffällig bzw. vernachlässigbar, insbesondere wenn die Abtastrate ausreichend groß und damit das Δt hinreichend klein ist. In diesem Beispiel lässt er sich allerdings auch analytisch zeigen, wenn die Transformation, die zu dem Ergebnis in (2.11) führte, nun mit der um Δt zeitversetzten Kurve durchgeführt wird. Demnach ergibt sich die lokale Beschleunigung zu

$$\begin{aligned} \vec{a}_{\text{lokal}} = & -r\dot{\varphi}^2 \cos(\varphi(t \pm \Delta t)) \cdot (\cos \varphi + \sin \varphi) \cdot \vec{e}_{x^*} - \\ & r\dot{\varphi}^2 \sin(\varphi(t \pm \Delta t)) \cdot (\sin \varphi - \cos \varphi) \cdot \vec{e}_{y^*}. \end{aligned} \quad (2.13)$$

Es wird davon ausgegangen, dass Δt klein ist und somit auch $\Delta\varphi = \varphi(t + \Delta t) - \varphi(t)$ klein ist. Folglich lässt sich die Beschleunigung linearisieren. Damit ergibt sich für die radiale Beschleunigungskomponente

$$a_{x^*} = -r\dot{\varphi}^2 \cos(\Delta\varphi) \approx -r\dot{\varphi}^2 \quad (2.14)$$

und für die tangentiale Beschleunigungskomponente

$$a_{y^*} = r\dot{\varphi}^2 \sin(\Delta\varphi) \approx r\dot{\varphi}^2 \Delta\varphi. \quad (2.15)$$

Damit entsteht ein Fehler, der in diesem Beispiel eine konstante tangentiale Beschleunigungskomponente ungleich Null verursacht und bei entsprechend gewählten Beispielwerten durchaus auffällig ist. Zur Vermeidung dieses Fehlers wird somit empfohlen, im Prozess gemäß Abbildung 2.5 die numerische Differentiation stets nach der dritten Möglichkeit durch das zentrale Differenzenverfahren durchzuführen. Damit wird dieser Fehler vermieden und man erhält die korrekte lokale Beschleunigung laut Gleichung (2.11), wie obiges Beispiel zeigt.

Es sei an dieser Stelle, wie bereits in Abschnitt 2.2.1, darauf hingewiesen, dass eine Integration der lokalen Beschleunigungen zu Pseudo-Geschwindigkeiten führt. Dies ist in der Anwendung der Sensing-Simulation nötig, um die simulierten Signale mit den entsprechend weiterverarbeiteten realen Signalen im SDM vergleichen zu können.

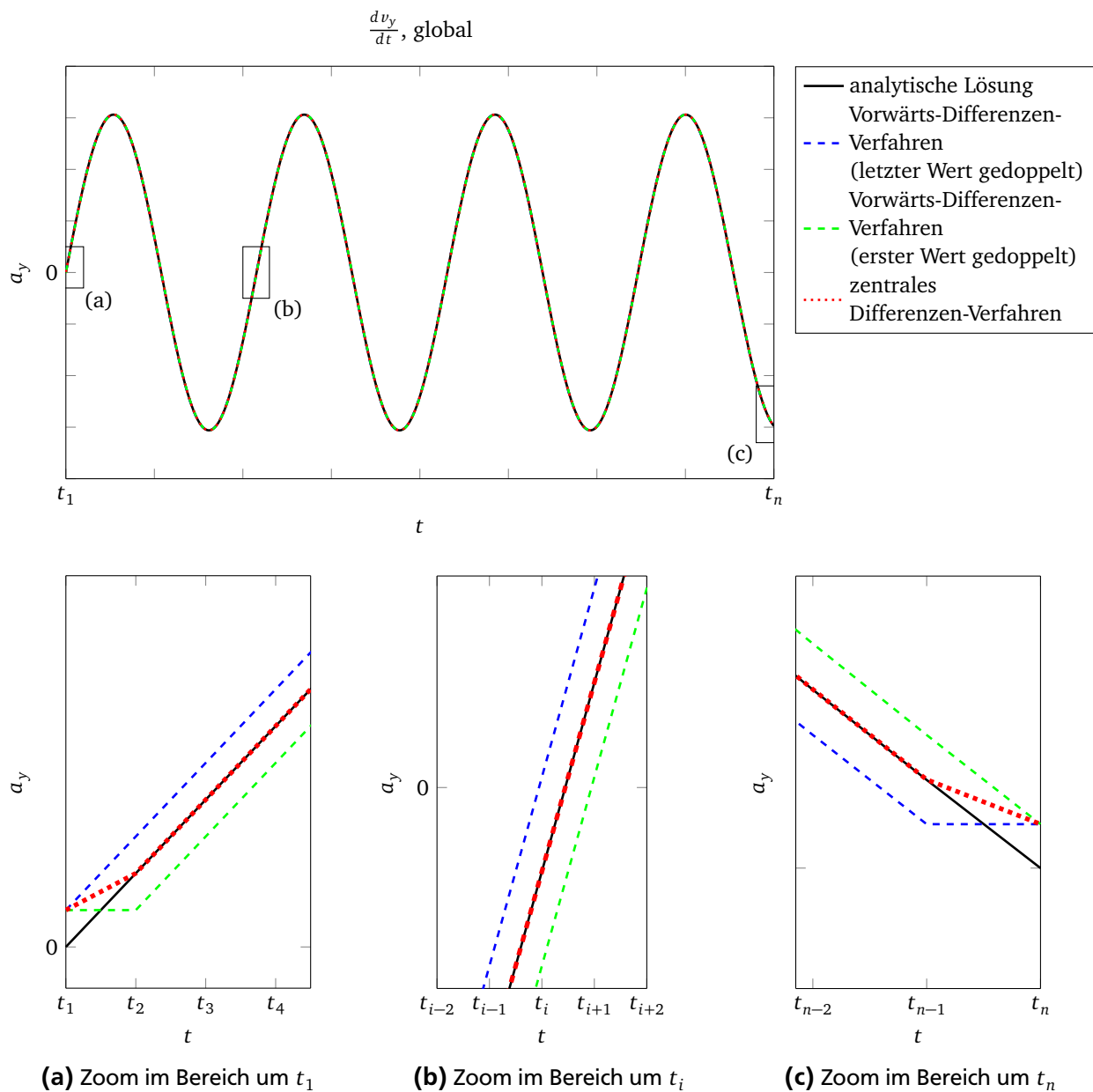


Abbildung 2.7: Die Beschleunigung in y -Richtung als Ableitung von v_y , numerisches und analytisches Ergebnis

2.2.3 Signalfilterung

Abschließend werden kurz die wichtigsten Grundlagen bezüglich der in dieser Arbeit zur Signalverarbeitung verwendeten Filter eingeführt. Für weitere, tiefergehende Erläuterungen wird auf die Literatur verwiesen, z.B. [54, 60]. Der letzte Schritt im Prozess der Datenakquise ist eine Vorfilterung der lokalen Beschleunigungssignale mit einem CFC1000-Tiefpassfilter. Damit sind die Signale aus der FE-Simulationen im Sinne einer einheitlichen Messkette äquivalent und können ohne weiteres verglichen werden. Die Verwendung eines CFC1000-Filters resultiert aus Anwendung der Richtlinie SAE J211-1 [61]. Dort werden Empfehlungen und Vorlagen gegeben, wie mit gemessenen Signalen aus Crashtests zu verfahren ist, um die Vergleichbarkeit von verschiedenen Versuchsergebnissen sicherzustellen. Demnach sollen die Signale aus den Versuchen mit einem Tiefpass-Filter der Klasse CFC ("channel frequency classes") 60, 180, 600 oder 1000 gefiltert werden. Diese Filter-Spezifikationen wurden von analogen Butterworth-Filtern abgeleitet, deren Eckfrequenz sich aus der CFC-Bezeichnung dividiert durch 0,6 ergibt. Die Grenzfrequenz eines Butterworth-Tiefpassfilters ist die Frequenz, bei der der Amplitudengang des übertragenen Signals auf den Wert $\frac{1}{\sqrt{2}}$ des Eingangssignals absinkt, d.h. um 3 dB gedämpft wird [62], siehe Abbildung 2.8.

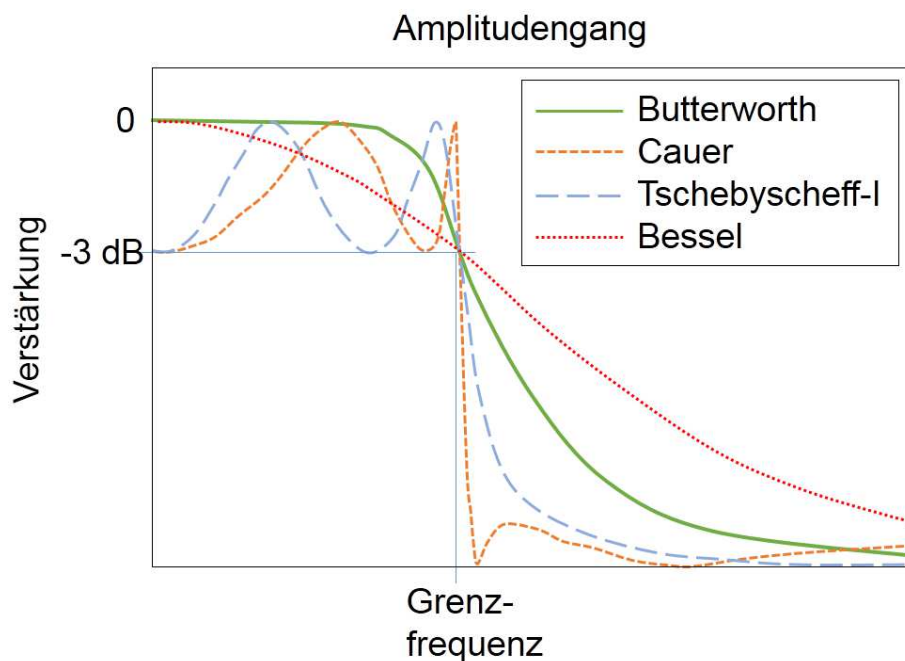


Abbildung 2.8: Amplitudengänge verschiedener Filter 4. Ordnung mit -3 dB Verstärkung an der Grenzfrequenz, nach [54]

Ein Butterworth-Filter zeichnet sich durch einen sehr flachen Amplitudengang im Durchlass- und Sperrbereich aus. Allerdings ist der Übergang von Durchlassbereich zum Sperrbereich weniger steil als bei anderen Filtern (z.B. Tschebyscheff- oder Cauer-Filter, siehe Abb. 2.8). Dies lässt sich zwar durch eine höhere Ordnung kompensieren, wodurch im Gegenzug aber der Realisierungsaufwand des Filters steigt [54]. Nach der Anwendung des CFC1000-Filter wird zur Weiterverarbeitung der Signale in dieser Arbeit ein Butterworth-Filter 4. Ordnung mit der Grenzfrequenzen 120 Hz verwendet. Diese Grenzfrequenzen orientiert sich daran, wie die Signale im SDM weiter verarbeitet werden. Die so gefilterten Signale werden letztlich verwendet, um die Äquivalenz von gemessenen und simulierten Signale zu beurteilen und die Simulation zum Versuch zu korrelieren.

Wie sich Signale objektiv vergleichen lassen und sich so konkret die Beurteilung der Korrelation von Simulations- zu Versuchsergebnissen durchführen lässt, wird in Kapitel 3 betrachtet.

3 Methode zur Bewertung der Übereinstimmung von Kurven

In diesem Kapitel wird aufgezeigt, wie relevant ein objektiver Vergleich von Ergebniskurven für die Entwicklung und Validierung von CAE-Methoden ist. Diesbezüglich werden zunächst verschiedene Methoden aus der Literatur vorgestellt. Aus dem in Kapitel 1 geschilderten Anwendungsgebiet ergeben sich spezielle Anforderungen an eine solche Methode. Daher wird daraufhin eine neue Methode zum objektiven Kurvenvergleich entwickelt. Abschließend wird diese hinsichtlich ihrer Funktion und Eigenschaften mit Methoden aus der Literatur verglichen.

3.1 Notwendigkeit objektiver Vergleichskriterien

Die Nutzung von CAE motiviert sich unter anderem aus dem Anspruch heraus, einen effizienteren Entwicklungsprozess zu realisieren. Dazu wird davon ausgegangen, dass sich durch die Durchführung von Simulationen Versuche ergänzen oder ersetzen lassen. Bei Verwendung der CAE-Ergebnisse wird vorausgesetzt, dass die Resultate eine entsprechende Güte und Prädiktivität besitzen. Die Erkenntnisse aus der Simulation müssen also für eine effiziente Verwendung im Entwicklungsprozess mit ausreichender Sicherheit für Entwicklungsentscheidungen herangezogen werden können. Dies ist somit eine Frage des Vertrauens in die Vorhersagefähigkeit und der Glaubwürdigkeit von CAE-Methoden. Erst wenn bei allen Beteiligten in einem Entwicklungsprozess die Akzeptanz der Simulationsergebnisse als Entscheidungsgrundlage gegeben ist, lässt sich CAE gewinnbringend in der Entwicklung einbringen. Somit ist es erforderlich, dass die Glaubwürdigkeit und Qualität der Simulationsergebnisse nachgewiesen wird sowie überprüft und quantifiziert werden kann. Erst dann kann auf breiter Basis Akzeptanz und Vertrauen in die Nutzung von CAE insbesondere als Entscheidungsgrundlage wachsen [63, 64]. Daher sollte die Entwicklung von Simulationmethoden einem sog. Validierungs- und Verifizierungsprozess (V&V-Prozess) folgen, um die Qualität der Simulationsergebnisse nachweisen zu können.

Solche Prozesse werden beispielsweise von verschiedenen Ingenieursverbänden und -organisationen erarbeitet und publiziert, um in der Entwicklungsarbeit angewandt werden zu können [65, 66]. Ein V&V-Prozess nach [66] ist in Abbildung 3.1 dargestellt.

Die verschiedenen V&V-Prozesse gleichen im Wesentlichen dem hier exemplarisch vorgestellten. Die konkrete Fragestellung bezüglich eines Materials, Bauteils, einer Komponente oder eines Gesamtsystems wird zunächst abstrahiert, damit sich zum einen ein entsprechendes Rechen- bzw. Simulationsmodell aufbauen lässt. Zum anderen ist ein für die Fragestellung geeigneter Versuchsaufbau festzulegen. Bereits an dieser Stelle ist wichtig, dass die beteiligten Ingenieursdisziplinen sicherstellen, dass die Abstrahierung der Aufgabenstellung in gleicher Weise erfolgt und sich Versuch und Simulation bestmöglich entsprechen. Im Kontext dieser Arbeit sind das beispielsweise Randbedingungen wie Auftreffgeschwindigkeit und -winkel von Impaktoren. Ferner gilt es, den gleichen Modellinhalt in Versuch und Simulation sicherzustellen. Dazu gilt es zu überprüfen, dass in Simulation und Versuch die gleiche Fahrzeugkonfiguration verwendet wird. Dies betrifft z. B. offensichtliche Eigenschaften wie Motorisierung und Karosserietyp, verlangt aber beispielsweise ebenso die Überprüfung der Massen und deren Verteilung, bis hin zu Details wie die Übereinstimmung aller Schweißpunktpositionen. Was bisweilen trivial erscheinen mag, stellt sich in der Realität und im Projektalltag als durchaus herausfordernd dar, so dass dieser Aufwand nicht zu unterschätzen ist. Hier hilft es in der Organisation Arbeitsabläufe und Prozesse zu institutionalisieren, die die beteiligten Disziplinen in diesen Fragestellungen sowie in der Abstimmung miteinander und in der Kommunikation unterstützen.

Als nächstes werden im V&V-Prozess entlang der beiden Pfade in Abbildung 3.1 Ergebnisse bzw. Messungen in der Simulation und im Versuchs erzeugt. Auf der Simulationsseite ist der erste Schritt die Übertragung des konzeptionellen Modells in ein mathematisches Modell und dessen Implementierung. Dies bedeutet, die Beschreibung des konzeptionellen Modells mittels mathematischer Gleichungen. Durch Berechnung im entsprechenden Code (hier LS-DYNA explizit) ergeben sich die Ergebnisse auf Basis des so erzeugten Modells. Auch die Verifizierung des Codes bzw. der Simulationstools ist Bestandteil des V&V-Prozesses. Dies obliegt in der Praxis allerdings meist dem Bereitsteller oder Hersteller der Software

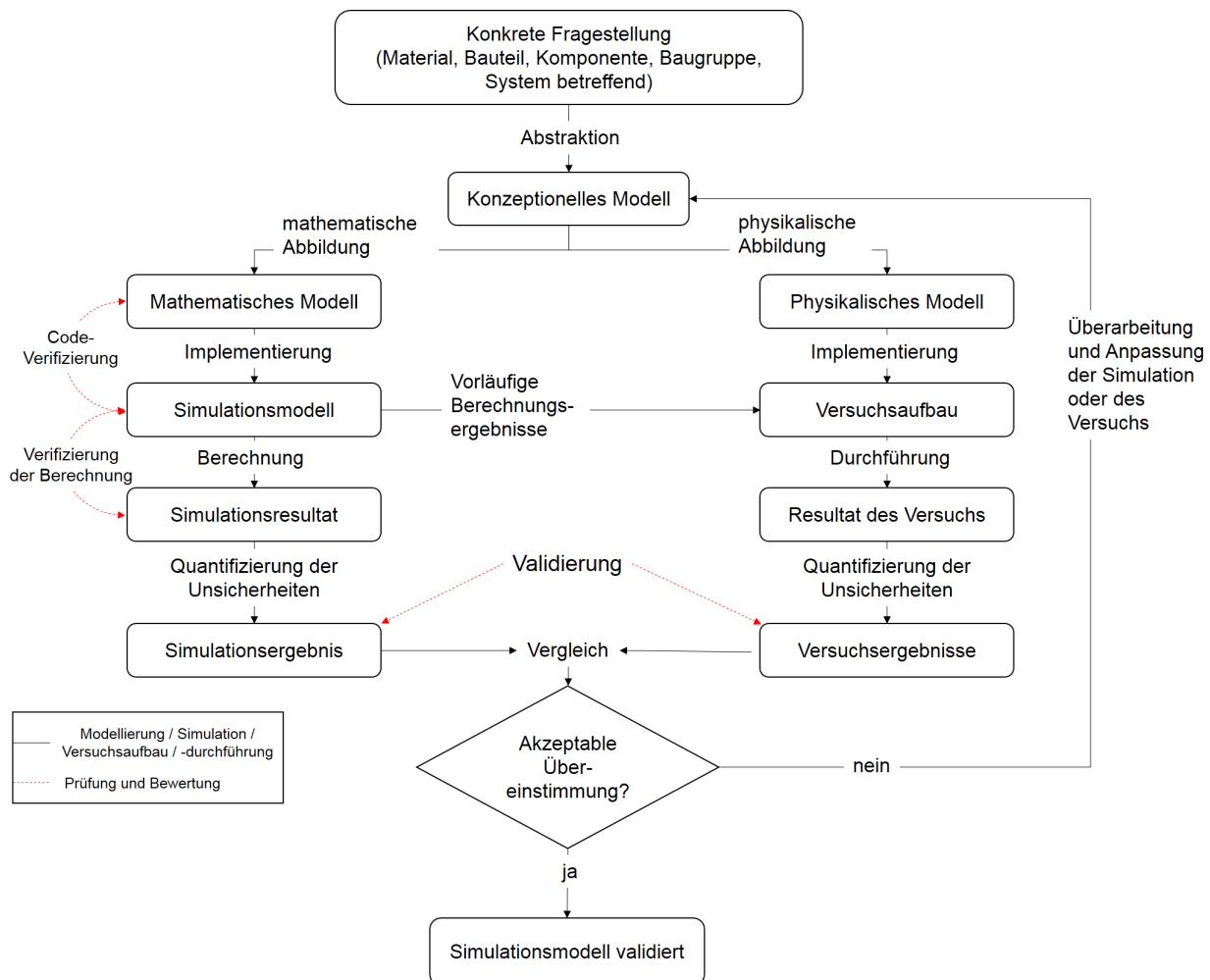


Abbildung 3.1: Verifizierungs- und Validierungsprozess (V&V-Prozess) nach [66]

und wird vom Anwender in der Regel im eigentlichen Projektalltag nicht erneut durchgeführt. Bei der Verifizierung wird folglich überprüft, ob die Gleichungen korrekt gelöst werden. In der Verantwortung des Anwenders liegt es hingegen die Wahl der korrekten Modellierung und damit die Ergebnisqualität zu gewährleisten. Auch während der Erzeugung der Ergebnisse ist im V&V-Prozess ein Austausch zwischen Simulation und Versuch vorgesehen. Durch die Erkenntnisse aus der Simulation lässt sich die Versuchsdurchführung verbessern. Beispielsweise lassen sich in anstehenden Versuchen zusätzliche Messaufnehmer anbringen, um Auffälligkeiten aus den Simulationsergebnissen zu überprüfen, die Prognosen abzugleichen und die Systemperformanz so weiterzuentwickeln.

Letztlich führt der V&V-Prozess die Pfade von Versuch und Simulation wieder zusammen, für den Vergleich der Ergebnisse und die Beantwortung der Frage, ob die Ergebnisse ausreichend gut miteinander übereinstimmen. Dies wird als Validierung bezeichnet. Im Gegensatz zu obiger Verifizierung wird hierbei geprüft, ob die korrekten Gleichungen gelöst werden, d. h. ob das mathematische Modell korrekt formuliert wurde. Ist der Grad der Übereinstimmung nicht ausreichend, gilt es die Ursache für die Abweichung zu identifizieren und entsprechend zu beseitigen. Dazu werden beginnend beim konzeptionellen Modell der Aufbau und die Durchführung des Versuchs und der Simulation miteinander abgeglichen. Hierbei sei darauf hingewiesen, dass in der Regel beide Modellierungen zu untersuchen sind. Abweichungen können ihre Ursache sowohl in der Berechnung als auch im Versuch haben. In keiner der beiden Disziplinen kann mit Gewissheit von vornherein die Korrektheit des Ergebnisses vorausgesetzt werden, weshalb der beständige Abgleich von Simulation und Versuch entscheidend für eine hohe Ergebnisqualität ist.

Bei einem Abgleich der Ergebnisse sollten nach [67] die folgenden drei Aspekte bei der Bewertung der Simulationsergebnisse bedacht werden:

- Genauigkeit: Es sei auf die Gefahr hingewiesen, die besteht, wenn ein Modell nur dahingehend kalibriert wird, mit hoher Genauigkeit die gleichen Daten wie die Messung zu liefern. Eine solche Kalibrierung macht das Modell bzgl. Unsicherheiten (z. B. Modellierungsfehler, Parameterschwankungen, fehlende oder unbekannte Anfangs- und Randbedingungen) anfällig und somit geht dies auf Kosten der Robustheit.
- Robustheit: Wird ein Modell hinsichtlich hoher Robustheit entwickelt, d. h. dass es sich Unsicherheiten gegenüber unempfindlich verhält, ermöglicht dies zwar ein breiteres Band an Vorhersagen abzudecken, aber damit reduziert sich auch die Prädiktivität. Das Vertrauen, mit dem Simulationsergebnis das gemessenen Ergebnisse eines Versuchs exakt vorhersagen zu können, geht verloren.
- Prädiktivität: Modelle, die darauf kalibriert werden, um die vorhandenen Messdaten zu reproduzieren, sind in der Lage, zuverlässige Vorhersagen für die entsprechenden Randbedingungen zu liefern. Allerdings besteht dabei die Gefahr, dass dies einen falschen Eindruck von Vertrauen vermittelt, wenn es darum geht, das Ergebnis ungetesteter Konfigurationen vorherzusagen. Dies gilt insbesondere, wenn das Modell übermäßig auf die vorhandenen Messungen hinkalibriert wurde.

Die Folge in der Beachtung dieser drei Aspekte ist, dass es bei der Validierung nötig ist, das Wechselspiel zwischen dem Streben nach hoher Genauigkeit, bei gleichzeitiger Robustheit gegenüber Unsicherheiten und hohem Vertrauen in die Prädiktivität zu verstehen. Es ist nicht möglich alle drei Aspekte gleichermaßen zu realisieren. Bei einem sind demnach immer Einbußen in Kauf zu nehmen.

Wird die Übereinstimmung der Ergebnisse schlussendlich als ausreichend beurteilt, gilt das Simulationsmodell als validiert. Nur mit einem validierten Modell kann die Simulation im Rahmen ihres zulässigen Anwendungsbereichs prädiktiv eingesetzt werden. Somit ist es für den Einsatz von CAE-Methoden entscheidend, diesen Vergleich und die Bewertung des Grades der Übereinstimmung objektiv und nach eindeutigen Kriterien durchzuführen. Damit wird sichergestellt, dass das Vertrauen und die Qualität der Simulationsergebnisse den an sie gestellten Ansprüchen genügen.

Es ist gängige Praxis, dass dieser Vergleich und die Entscheidung über ausreichende Übereinstimmung nach Betrachtung der Ergebniskurven durch den Simulations-Ingenieur durchgeführt wird. In der Literatur wird dieses subjektive Bewerten vielfach kritisiert [66, 68–70]. Dabei wird stets auf die Gefahr der Beeinflussbarkeit und eine mögliche Voreingenommenheit des Bewertenden in der Beurteilung der Ergebnisse hingewiesen. Ferner wird kritisiert, dass auf diese Weise Varianzen in Simulations- und Versuchsergebnissen oftmals unberücksichtigt bleiben. Darunter ist hier sowohl die Versuchsstreuung zu verstehen, als auch Unsicherheiten in der Simulation in Folge von Annahmen bezüglich der Randbedingungen, Parameter, etc. Dass bei rein visuellen Bewertungen bereits die Wahl der Darstellung das Ergebnis des Vergleichs beeinflussen kann, lässt sich anhand der Darstellungen in Abbildung 3.2 nachvollziehen. Dort sind in allen Plots die selben Kurven $a(t)$ und $b(t)$ dargestellt. Auf Basis dieser Darstellungen sei die Gefahr demonstriert, dass subjektiv die Kurven aufgrund der gewählten Darstellungsvarianten unterschiedlich bewertet werden. Durch die unterschiedliche Wahl der Achsenausschnitte in Abb. 3.2a und Abb. 3.2b neigt man dazu, die Abweichung zwischen den Kurven in Relation zu den dargestellten Werten auf der y-Achse zu setzen. In Abb. 3.2c ist der Achsenausschnitt identisch mit dem in Abb. 3.2a, aber durch den schmaleren Plot verändert sich erneut die Wahrnehmung. Somit lässt sich dazu tendieren, die Abweichungen zwischen a und b in Abb. 3.2b als weniger kritisch zu sehen, als beispielsweise in Abb. 3.2a und 3.2c. Dieses Beispiel dient dazu, zu illustrieren, dass wenn die Kriterien für die Bewertung nicht eindeutig definiert sind, die Bewertung subjektiv auf Basis der Darstellung erfolgt und somit vom Betrachter, dessen Erfahrung und Arbeitsgebiet abhängt.

Deshalb ist eine Objektivierung der Entscheidung angebracht, um ein eindeutiges und belegbares Ergebnis des V&V-Prozesses zu erhalten. Darüber hinaus kann so die Akzeptanz und das Vertrauen in die Methode und die Prädiktivität des Ergebnisses der Simulation gesteigert werden. Die Verwendung

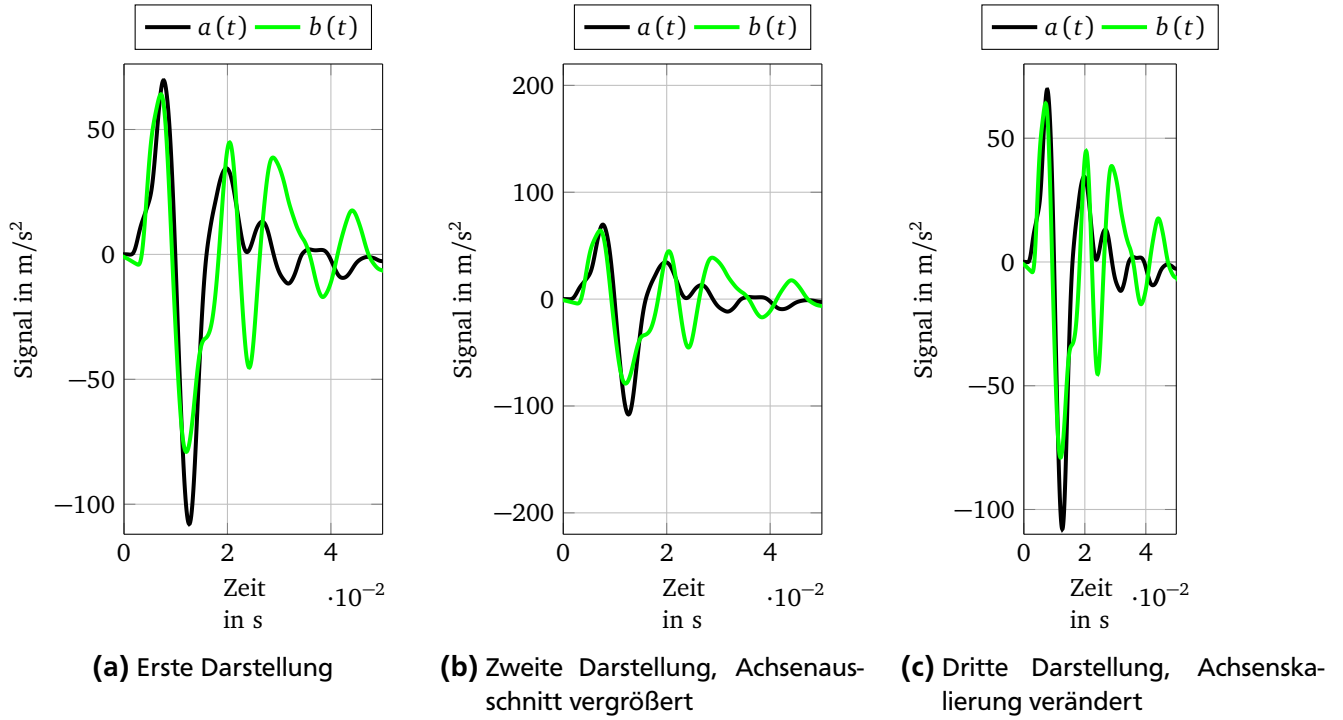


Abbildung 3.2: Beispiel zur subjektiven Beurteilung der Ähnlichkeit von Kurven in verschiedenen Darstellungsvarianten

von Validierungsmetriken ermöglicht es, eine solche Entscheidung objektiv zu treffen. Im Folgenden wird zunächst eine Auswahl an vorhandenen Metriken aus der Literatur präsentiert. Im darauffolgenden Abschnitt werden die Anforderungen definiert, die im Rahmen der Sensing-Simulation von Misuse-Lastfällen an eine solche Metrik bzw. Vergleichsmethodik existieren.

3.2 Validierungsmetriken in der Literatur

Dieser Abschnitt gibt einen Überblick über verschiedene Validierungsmetriken und deren Diskussion in der Literatur. Dabei beschränkt sich die Auswahl hier auf solche Metriken, die sich prinzipiell für einen Signalvergleich im Rahmen dieser Arbeit eignen können. In allen Metriken werden zwei Kurven direkt miteinander verglichen und deren Übereinstimmung bewertet. Die eine der beiden zu vergleichenden Kurven wird im folgenden als Basiskurve $a(t)$ bezeichnet, bzw. da es sich i. d. R. um diskrete Messwerte oder berechnete Werte handelt, liegen die Kurvenwerte als Vektor $\mathbf{A}_i = [t_i \ a_i]$ der Länge von $i = 1$ bis N vor. Die zweite Kurve wird als Ergebniskurve $b(t)$ bezeichnet, bzw. $\mathbf{B}_i = [t_i \ b_i]$. Die Kurven werden in einem Intervall $[t_1; t_2]$ miteinander verglichen. Im Folgenden werden die originalen Bezeichnungen aus den jeweiligen Literaturquellen ersetzt, um die Lesbarkeit zu erhöhen und die Vergleichbarkeit der Metriken miteinander zu erleichtern.

Eine frühe und häufig zitierte Quelle, in der eine Validierungsmetrik vorgestellt wird, ist die Arbeit von Geers [71]. Um den Unterschied zwischen den beiden Kurven $a(t)$ und $b(t)$ zu bemessen, werden dort sogenannte Fehlerfaktoren berechnet: Für Unterschiede in der Größenordnung bzw. hinsichtlich den Kurvenwerten wird der Faktor

$$GM = \sqrt{\vartheta_{aa}/\vartheta_{bb}} - 1$$

formuliert, für Phasenunterschiede

$$GP = 1 - \vartheta_{ab}/\sqrt{\vartheta_{aa}\vartheta_{bb}}$$

und als kombinierter allgemeiner Fehler

$$GC = \sqrt{GM^2 + GP^2},$$

wobei

$$\vartheta_{aa} = (t_2 - t_1)^{-1} \int_{t_1}^{t_2} a^2(t) dt,$$

$$\vartheta_{bb} = (t_2 - t_1)^{-1} \int_{t_1}^{t_2} b^2(t) dt$$

und

$$\vartheta_{ab} = (t_2 - t_1)^{-1} \int_{t_1}^{t_2} a(t)b(t) dt.$$

Liegt kein Unterschied zwischen den Kurven vor, d. h. $a(t) = b(t)$, liefern alle Faktoren den Wert 0. Mit zunehmendem Unterschied steigt der Betrag des Wertes an. GP nimmt Werte zwischen 0 (kein Phasenunterschied) und 1 (gegenphasig) an. GM kann negative und positive Werte annehmen und auch Werte größer als 1. GC ist die Summe der Quadrate aus GM und GP und liefert damit nur positive Werte. In einer späteren Veröffentlichung wird der Phasen-Fehlerfaktor als $\tilde{GP} = \frac{1}{\pi} \arccos(\vartheta_{ab} / \sqrt{\vartheta_{aa}\vartheta_{bb}})$ formuliert, da sich GP gegenüber Phasenfehlern als zu sensitiv erwies [72]. In dieser Arbeit wird aus Gründen der Vergleichbarkeit mit anderen Literaturquellen die frühere Formulierung GP verwendet. Die von Geers verwendeten Kurven werden in Abschnitt 3.6.1 für Vergleiche der verschiedenen Metriken herangezogen. Geers hatte mit seiner Publikation [71] nicht nur die Absicht eine neue Methode zu entwickeln, sondern wollte insbesondere auch zu vermehrter Arbeit und Entwicklung auf dem Gebiet der Vergleichsmetriken ermuntern.

Whang et al. [69] verwendeten die Geers-Methode für etwa ein Jahrzehnt und entwickelten dann eine neue Methode. Diese neue Methode setzt die Differenz der beiden Ergebniskurven in Relation zu ihrer Summe, wozu der Faktor

$$W = \frac{\sum |a_i - b_i|}{\sum |a_i| + |b_i|}$$

formuliert wird. W nimmt bei Kurvenidentität als besten Wert 0 an und mit größer werdendem Unterschied zwischen den Kurven als schlechtesten Wert 1 an. Whang et al. betonen ebenfalls die Bedeutung einer objektiven Vergleichsmethodik. Es wird aufgezeigt, wie die Darstellungsform zweier Ergebniskurven die rein visuelle Einschätzung der Übereinstimmung beeinflussen kann und in der Literatur oftmals zu bedeutungsschwachen Aussagen führen, wie „gut“ oder „schlecht“ zwei Kurven übereinstimmen. Solche Bewertungen sind allerdings aufgrund ihrer Subjektivität stets diskussionswürdig. Es wird ferner darauf hingewiesen, dass eine objektive Methode Ergebnisse liefern soll, die sich aufgrund des visuellen Eindrucks des Kurvenpaares nachvollziehen lassen. Nur so könne eine Methode von Anwendern auch akzeptiert werden und ihr Ergebnis verständlich und damit glaubwürdig sein. Dazu werden in [69] anhand verschiedener generische Kurven die Eigenschaften von W diskutiert und zu den Ergebnissen und Eigenschaften anderer Metriken aus der Literatur verglichen. Eine Auswahl jener Kurven werden auch hier in Abschnitt 3.6.2 für Vergleiche verwendet.

Eine weitere, nennenswerte Metrik aus der Literatur ist die Arbeit von Russel [73]. Dort wird insbesondere kritisiert, dass in der Praxis das Simulationsergebnis mit dem Versuchsergebnis verglichen wird und dabei davon ausgegangen wird, dass der Versuch stets das „wahre“ Ergebnis liefert. Es wird deshalb ferner darauf hingewiesen, dass die Versuchsergebnisse mitnichten als absolut korrekt gelten können und in der Regel genauso mit Fehlern und Unsicherheiten behaftet sind, die es zu berücksichtigen gilt. Damit ist es für solche Daten unzulässig, einfache statistische Methoden zum Vergleich zu nutzen, wie

z. B. Durchschnittswert und Standardabweichung. Er folgt einem ähnlichen Ansatz wie Geers in [71] und formuliert einen phasen-unabhängigen Magnitudenfehler

$$m_R = \frac{\sum a_i - \sum b_i}{\sqrt{\sum a_i \sum b_i}}$$

und einen magnituden-unabhängigen Phasenfehler

$$p_R = \frac{\sum a_i b_i}{\sqrt{\sum a_i^2} \sqrt{\sum b_i^2}}.$$

Aus diesen beiden Größen wird zum einen der Magnituden-Fehlerfaktor gebildet

$$RM = \text{sign}(m_R) \text{Log}_{10}(1 + |m_R|).$$

Dieser ist in seinem Wertebereich unbegrenzt, mit 0 als optimalen Wert. Zum anderen wird der Phasen-Fehlerfaktor definiert

$$RP = \frac{\cos^{-1}(p_R)}{\pi}.$$

Dieser nimmt analog zu Geers den Wert 0 an, wenn kein Phasenfehler vorliegt und geht bis zum Maximalwert 1 für Daten, die komplett gegenphasig sind. Die beiden Fehlerfaktoren werden zu einem Gesamtfehlerfaktor kombiniert

$$RC = \sqrt{\frac{\pi}{4} (RM^2 + RP^2)}.$$

Die beiden ersten Fehlerfaktoren wurden von Russel so formuliert, dass ihre jeweiligen Ergebnisse in der gleichen Größenordnung sind, damit sie sich so sinnvoll in einem Faktor kombinieren lassen. In [73] wird die vorgestellte Methode mit den obengenannten Arbeiten von Geers [71] und Whang [69] verglichen. Dazu werden sowohl generische Kurven als auch hochfrequente Daten verwendet, die aus sog. „shock tests“ an Unterwasserfahrzeugen aufgrund von Unterwasserexplosionen stammen. Russel sieht seine Methode im Vorteil gegenüber den anderen beiden Methoden, obschon er allen drei verglichenen Methoden attestiert, sich für Daten dieser Art zu eignen und er ihre Verwendung prinzipiell empfehlen kann. Der Hauptkritikpunkt in [73] an der Metrik von Geers ist, dass diese in der Bewertung dazu neigt, Ergebniskurven mit kleinerer Magnitude zu bevorzugen gegenüber solchen, deren Amplituden größer als die der Basiskurve sind. Eine Kurve $b_1(t)$ mit niedrigeren Amplituden als die Basiskurve $a(t)$ würde also besser bewertet werden, als eine Kurve $b_2(t)$, die um den gleichen Betrag Abweichungen von $a(t)$ durch entsprechend größere Amplituden aufweist. Russel kritisiert ferner die Methode von Whang aufgrund deren hohen Sensitivität bezüglich Phasenunterschieden und sieht daher die Eignung dieser Methode bevorzugt für monotone Daten oder Kurven mit niederfrequenten Inhalten. Ergebnisse und Kurven aus [73] werden ebenfalls für die Vergleiche in Abschnitt 3.6.3 verwendet.

Von Oberkamp und Barone [70] wird die gängige Praxis, ein Simulationsmodell allein auf Basis der Beurteilung der visuellen Übereinstimmung der Ergebniskurven als validiert zu bezeichnen, als völlig unzureichend kritisiert. Die Arbeit von Oberkamp et al. [63, 70, 74] wird in der Literatur verschiedentlich zitiert und empfohlen (z. B. in [68, 75]), aufgrund der dort gegebenen Vorschläge, welche Eigenschaften und Bestandteile eine Vergleichsmetrik aufweisen sollte. So wird empfohlen, dass in einer Metrik die numerischen Fehler in einem Simulationsergebnis berücksichtigt werden sollten, genauso wie Messfehler und Fehler im Post-Processing von Versuch und Simulation. Diese Empfehlungen knüpfen somit an [73] an, wonach nicht ein Messergebnis als „wahr“ angenommen werden sollte und das Simulationsergebnis nicht lediglich dazu verglichen werden sollte. Ferner sollte die Anzahl der durchgeführten Versuche in die Metrik eingehen, um die Genauigkeit der Versuchsdaten abschätzen zu können. Letztlich sollte

die Ausgabe der Metrik laut Oberkamp et al. aber nicht eine Bewertung wie „gut“ oder „sehr gut“ sein, sondern ein Maß für die Übereinstimmung oder Diskrepanz zwischen Versuchs- und Simulationsergebnissen bereitstellen. In Folge dieser Anforderungen liegt der Fokus der Metrikentwicklung in [70] insbesondere auf Bestandteilen zur Fehlerabschätzung und Genauigkeitsbestimmung der zu vergleichenden Ergebnisse. Jene Metrik wird hier jedoch nicht weiter diskutiert, da diese laut Aussage in [70] nicht für Ergebniskurven mit periodischem Charakter oder breitem Frequenzinhalt anwendbar ist, wie sie aber z. B. als stehende oder sich ausbreitende Wellen in der Akustik oder Strukturdynamik auftreten. Damit ist sie für den hier vorliegenden Anwendungsfall der Sensing-Simulation ungeeignet. Für solche Anwendungsfälle empfehlen Oberkamp und Barone stattdessen die Metriken von Geers [71] und Russel [73].

Erwähnenswert ist die Arbeit von Schwer [68], in der ein Überblick über die verschiedenen Arten metrik-basierter Kurvenvergleiche gegeben wird. Schwer vergleicht in seiner Arbeit die Metrik von S&G [72] mit der unveröffentlichten Metrik von Knowles und Gear [76] und deren Bewertungsergebnisse mit den Einschätzungen von Fach-Experten (sog. „subject matter experts“, SME) bzgl. des Übereinstimmungsgrades der Kurven. Nach diesem Vergleich wird in [68] die Metrik von S&G [72] favorisiert. Der Grund ist insbesondere das sich das Ergebnis dieser Metrik am besten mit der Meinung der SME deckt. In seiner damaligen Funktion als Vorsitzender des ASME und Herausgeber von [66] resümiert Schwer in [68], obschon in der Thematik der Validierungsmetriken sicherlich noch großer Forschungsbedarf besteht, dass ein noch größerer Bedarf darin bestehe, die existierenden Validierungsmetriken einzusetzen, wenn berechnete mit gemessenen Ergebnissen verglichen werden.

Ein wesentlicher Beitrag in der Entwicklung neuer Metriken wurde durch Gehre et al. [77] geleistet. Es wurde besonders im Kontext der passiven Fahrzeugsicherheit der Bedarf für eine Vergleichsmetrik identifiziert, da es dort alltägliche Hauptaufgabe ist, Signale aus Messungen und Simulationen zu analysieren, miteinander zu vergleichen und die Übereinstimmung zu bewerten. Ziel war es, eine Metrik zu entwickeln, die sowohl universell und allgemein verwendet werden kann, als auch sich auf besondere Anforderungen speziell anpassen lässt. Dabei weisen laut Gehre et al. die existierenden Metriken zwei Nachteile auf: Erstens wird die Anwendbarkeit der Metriken durch deren Einstellungen, Annahmen und Vereinfachungen eingeschränkt. Zweitens erscheinen sie in ihrer Anwendbarkeit nicht robust und zuverlässig genug, um eine angemessene Bewertung sowohl für Kurven zu liefern, die eine gute Korrelation aufweisen, als auch für solche mit schlechter Korrelation zueinander. Des Weiteren lag der Fokus darauf, die Übereinstimmung von Kurven umfassend zu bewerten, im Gegensatz zur Bewertung nur einzelner Charakteristika. Das Ergebnis der Metrikentwicklung in [77] ist das Tool „CORA“ (Correlation and Analysis).

In CORA werden zwei Ansätze verwendet, um die Kurven miteinander zu vergleichen. Zum einen wird eine Korridormethode verwendet, um die Kurven gleichsam in Nachahmung einer visuellen Beurteilung miteinander zu vergleichen. Dazu werden im Abstand $\pm\delta_i$ und $\pm\delta_o$ von der Basiskurve ein innerer und äußerer Korridor definiert. Die Bewertung erfolgt durch Betrachtung des Abstands der Ergebniskurve $b(t)$ zur Basiskurve $a(t)$ für die jeweiligen Werte bei $t_i \in [t_1; t_2]$. Liegt der entsprechende Datenpunkt b_i innerhalb des inneren Korridors, $|a_i - b_i| < \delta_i$, erfolgt die Bewertung des Datenpunkts mit $cc_i = 1$, liegt er außerhalb des äußeren Korridors $|a_i - b_i| > \delta_o$ mit $cc_i = 0$. Dazwischen wird die Bewertung in Relation des Abstands der Datenpunkte und der Korridorbreite zueinander vorgenommen durch

$$cc_i = \left(\frac{\delta_o - |a_i - b_i|}{\delta_o - \delta_i} \right)^{k_c},$$

wobei der Übergang von 1 nach 0 mittels $k_c \in \mathbb{N}$ eingestellt werden kann. Die Gesamtbewertung erfolgt über alle N Punkte im Auswertintervall $[t_1; t_2]$ anhand des Faktors

$$C_c = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N cc_i.$$

Zum anderen wird eine Kreuzkorrelation-Methode verwendet, um die Kurven relativ zueinander zu verschieben. Der Zeit-Shift zwischen den Kurven wird so bestimmt, dass der Kreuzkorrelationskoeffizient K maximal wird. Diese verschobenen Kurven, die Größe des Zeit-Shifts Δt und K werden dazu verwendet, um die beiden Kurven hinsichtlich ihres Verlaufs durch

$$C_{sh} = \left(\frac{1}{2} (K + 1) \right)^{k_{sh}}$$

mit $k_{sh} \in \mathbb{N}_{>0}$ und ihrer Phase

$$C_{ph} = \left(\frac{|\delta t_{\max} - |\Delta t||}{\delta t_{\max} - \delta t_{\min}} \right)^{k_p}$$

innerhalb der gewählten Zeit-Shift-Grenzen δt_{\min} und δt_{\max} und mit $k_p \in \mathbb{N}_{>0}$ zu bewerten. Ist der Zeit-Shift $|\Delta t| \leq \delta t_{\min}$ ist der Bewertungsfaktor $C_{ph} = 1$ und mit größer werdendem $|\Delta t|$ fällt dieser ab, bis $C_{ph} = 0$ für $|\Delta t| \geq \delta t_{\max}$.

Die Bewertung hinsichtlich der Magnitude erfolgt durch Bildung des Verhältnisses der Flächenquadrate anhand des Faktors

$$C_{si} = \left(\frac{\sum_{i=1}^N a_i^2}{\sum_{i=1}^N b_i^2} \right)^{k_m}$$

mit $k_m \in \mathbb{N}_{>0}$ [78]. Durch gewichtetes Aufsummieren der Faktoren C_{sh} , C_{ph} und C_{si} lassen sich diese zu einem umfassenden Bewertungsfaktor kombinieren.

Für weitere Details und Erläuterungen zur Berechnung der Faktoren wird auf [78] verwiesen. Die Faktoren sind allesamt so definiert, dass sie nur Werte zwischen 0 und 1 annehmen können. Dabei steht 1 für beste Übereinstimmung und 0 für keine Übereinstimmung zwischen den Kurven. Allerdings muss laut den Autoren von [77] noch eine Referenzierung erarbeitet werden, um die Werte einem gewissen Validierungsgrad und einer Bedeutung zuzuordnen. Demnach eignet sich die Methode in vorliegender Form primär zum direkten Vergleich von Kurvenpaaren und nicht zur absoluten Bemessung des Übereinstimmungsgrades. Ferner ist weitere Arbeit nötig, um ein gültiges und robustes Set an Parameter-Einstellungen für CORA festzulegen.

Eine weitere Metrik aus der Literatur ist „EARTH“ (Error Assessment of Response Time Histories) aus den Arbeiten von Sarin et al. [75, 79]. Die Autoren unterscheiden dort zwischen den Begriffen „Fehlermaß“ (error measure) und „Fehlermetrik“ (error metric). Erstgenannter Begriff wird verwendet, um mittels eines numerischen Wertes den Unterschied hinsichtlich einer gewissen Eigenschaft oder Charakteristik zu bewerten. Letztgenannter bezeichnet einen numerischen Gesamtwert, der den Unterschied zwischen zwei Kurven umfassend bewertet und entweder aus einem einzelnen Fehlermaß oder einer Kombination mehrerer bestehen kann. Zunächst werden in jenen Veröffentlichungen [75, 79] verschiedene Metriken, Methoden und Algorithmen zum Kurvenvergleich aufgezählt. Beginnend von einfachen Vektornormen, der Berechnung von Mittelwerten, Korrelations- und Kreuzkorrelationskoeffizienten, bis hin zu den Metriken von Russel [73] und S&G [72]. Ferner werden die Methoden „Normalized Integral Square Error“ (NISE) und „Dynamic Time Warping“ (DTW) genannt. NISE wird in der Regel verwendet, um die Unterschiede zwischen den Ergebnissen von wiederholt durchgeführten Versuchen zu bemessen. Im Grundsatz ähnelt diese Methode der Kreuzkorrelation. DTW ist ein Algorithmus der seinen Ursprung in der automatisierten Spracherkennung hat. Dabei werden Hebungen und Senkungen eines Signals durch Streckungen und Stauchungen der Zeitachse gemäß einer gegebenen Abstandsfunktion bestmöglich an ein vorhandenes Muster angepasst. Darauf aufbauend wird von Sarin et al. ein neues Fehlermaß zur Quantifizierung des Phasen- und Magnitudenfehlers vorgeschlagen. Für die Formulierung des Phasenfehlers wird zunächst die Relativverschiebung der Kurven zueinander anhand des maximalen Korrelationskoeffizienten bestimmt. Die Anzahl der Zeitschritte n_t , die für den Shift in die beste Position nötig ist, wird verwendet, um den Phasenfehler

$$SP = e^{(n_t - u)v}$$

zu bestimmen. Die Parameter u und v werden dazu verwendet, große Zeitverschiebungen stärker zu gewichten als kleine. Durch die Anzahl n_t wird im Signal zunächst der globale Phasenfehler und anschließend durch DTW der lokale Phasenfehler korrigiert. Mit diesem bearbeiteten Signal (bezeichnet durch den hochgestellten Index $[ts + w]$, d. h. „time shifted and warped“) wird mittels der L1-Norm der Magnitudenfehler berechnet

$$SM = \frac{\sum_{i=1}^N |a_i^{[ts+w]} - b_i^{[ts+w]}|}{\sum_{i=1}^N |b_i^{[ts+w]}|}.$$

Analog wird aus den Zeitableitungen von $a^{[ts+w]}$ und $b^{[ts+w]}$ der Fehler für die Steigung SS berechnet. Diese drei Fehlermaße SP , SM und SS kombinieren Sarin et al. zu

$$SC = 10 - (p_1 SP + p_2 SM + p_3 SS).$$

Bei der Bildung des linearen Regressionsmodells wird damit der Wert 10 als bestes Ergebnis festgesetzt. Die Regressionskoeffizienten ($p_{1,2,3}$) wurden anhand von Bewertungen von sechs SME bestimmt, die 15 Kurvenpaare von verschiedenen Fahrzeug-Crash-Pulsen aus Versuchen und Simulationen miteinander verglichen und bewerteten. Es wird abschließend der Bedarf für die Weiterentwicklung von EARTH formuliert, um auch Fehler- und Unsicherheitsabschätzungen in den Versuchs- und Simulationsergebnissen gemäß der Empfehlung von [70] zu berücksichtigen.

In [80] wird beklagt, dass sich noch keine Metrik etabliert hat und gerade auch auf dem Gebiet der Biomechanik bei der Entwicklung von Simulationsmodellen nur qualitative, d. h. subjektive Vergleiche zwischen der gemessenen und der simulierten Muskelaktivität durchgeführt werden. Die Autoren von [80] führen dies auf die Schwierigkeit zurück, geeignete und einfach anwendbare Methoden zu finden. Die Methode von Geers [71] wird als eine mögliche Methode zur Anwendung vorgeschlagen.

Aus dem Kontext der passiven Fahrzeugsicherheit entstammt auch die Arbeit von Vavalle et al. [81]. Darin werden die Metriken von S&G [72], von Ruhle [82] (zitiert nach [81]) und CORA [77] miteinander verglichen, um die für diesen Anwendungsfall bestgeeignete Metrik zu identifizieren. Motiviert wurde jene Arbeit konkret aus dem Bedarf heraus, ein Menschmodell zu validieren. Um das Verhalten der verschiedenen Metriken und deren Eigenschaften miteinander zu vergleichen, werden 53 Ergebniskurven aus der Simulation und die Signale aus den entsprechenden Messkanälen der Versuche verwendet. Diese Kurvenpaare werden mit den drei genannten Methoden verglichen. Anschließend werden die verschiedenen Ergebnisfaktoren analysiert. Vavalle et al. identifizieren eine signifikante Korrelation zwischen dem Magnitudenfehlerfaktor von S&G [72] (dieser entspricht GM aus [71]) und der entsprechenden CORA-Bewertung C_{si} . Eine solche Korrelation wurde ebenfalls zwischen den Phasenfehlern von S&G $\tilde{G}P$ und CORA C_{ph} , sowie zwischen Rhules kumulierter Standardabweichung und CORAs Korridor-Faktor C_c festgestellt. Gemäß [81] reicht für eine komplette Bewertung die Verwendung von nur einem kondensierten Fehlerwert nicht aus. Dies birgt die Gefahr die Analyse unzulässig stark zu vereinfachen. Stattdessen sollte die jeweilige Metrik die Kurvencharakteristika (z. B. Magnitude, Phase, Form) einzeln bewerten und entsprechende Ergebnisfaktoren auch einzeln ausgeben. Vavalle et al. empfehlen schließlich CORA zu verwenden, da sie bei dieser Metrik keine wirklichen Nachteile erkennen konnten. Über die Analyse der Korrelationen zwischen den Ergebnisfaktoren der drei verglichenen Methoden wurde gezeigt, dass CORA die Informationen der Methoden von S&G und Rhule ebenfalls enthält. Ferner wurde keine Korrelation der vier CORA-Ergebnisfaktoren untereinander festgestellt, womit gezeigt wäre, dass diese vier Faktoren voneinander unabhängige Informationen enthalten. Jedoch wird auch von Vavalle et al., wie auch schon in [77], betont, dass sich für die Arbeit mit CORA auf die Wahl geeigneter Parameter geeinigt werden muss.

Letztlich ist die Arbeit von Barbat et al. [83] zu nennen. In dieser Veröffentlichung geben die Autoren einen Überblick ihrer jüngsten Arbeit als Mitglieder der ISO-Arbeitsgruppe ISOTC 2/SC10/SC12/WG4 und fassen die ISO-Dokumente zusammen, die diese Gruppe erarbeitete. Speziell vor dem Hintergrund

für Anwendungen auf dem Gebiet der passiven Fahrzeugsicherheit wurden sieben Eigenschaften formuliert, die eine Metrik erfüllen soll. Demnach soll sie „objektiv“ sein, d. h. das Ergebnis ist stets gleich, unabhängig davon, wer die Analyse durchführt. Ferner soll sie „allgemein“ sein, d. h. Unterschiede im gesamten Verlauf der Ergebniskurven und bzgl. Charakteristika wie Magnitude, Phase und Form darstellen können. Sie soll „robust“ sein, also übereinstimmende Ergebnisse bei verschiedenen Abtastraten liefern, und „symmetrisch“, d. h. die gleiche Bewertung liefern, wenn Simulations- und Versuchsergebnis vertauscht werden. Die Methode soll „einfach“ zu verstehen und anzuwenden sein. Als sechste Eigenschaft soll sie einen physikalisch sinnhaften Vergleich durchführen und das Wissen von SME beinhalten. Und letztlich sollen Unsicherheiten sowohl in den Versuchsergebnissen als auch in den Simulationsergebnissen berücksichtigt werden. Die Arbeitsgruppe verfolgte die Idee, verschiedene Algorithmen und Metriken zu kombinieren, um ein zuverlässiges und stabiles Bewertungssystem zu erhalten. Sie entschieden sich für die Korridormethode von CORA und eine erweiterte EARTH-Metrik. Mit vier Ergebnisfaktoren wird die Übereinstimmung zweier Kurven somit anhand des Korridors, der Phase, der Magnitude und der Gradienten bzw. der Form bewertet. Diese Faktoren lassen sich individuell gewichten und zu einem Gesamtbewertungsfaktor aufaddieren. Die Faktoren sind so gewählt, dass sich ihre Werte in einem Bereich von 0, als schlechtester Wert, bis 1, für beste Übereinstimmung, bewegen. Ferner wird in [83] ein Parametersatz für die Einstellungen und Verwendungen der Metrik gegeben und Erfordernisse an die Test- und Simulationsergebnisse bzgl. Abtastrate (in [83] werden 10 kHz verwendet), Synchronisierung (d. h. dass zu jedem Zeitpunkt, zu dem ein Versuchswert vorliegt, auch ein Simulationswert vorhanden ist) und die Verwendung von Filtern gegeben, da die Verwendung der Metrik bei stark verrauschten Signalen problematisch ist.

Diese Literaturübersicht zeigt, dass verschiedene Metriken und Evaluationsmethoden existieren. Dabei wurde sich hier darauf beschränkt, Literatur aus ähnlichen Themenfeldern im Bereich der CAE zu betrachten. Auf weitere Methoden zum Vergleich von Kurven wird im Rahmen dieser Arbeit nicht eingegangen. Dafür sei auf weiterführende Literatur verwiesen, z. B. zur Berechnungen des Fréchet-Abstandes von Kurven [84, 85] oder Anwendungsfälle aus der Sprach- und Mustererkennung [86–90].

Im Kontext der passiven Fahrzeugsicherheit existiert zum Einsatz von Metriken die Empfehlung der ISO-Arbeitsgruppe ISOTC 2/SC10/SC12/WG4 für die Verwendung einer Kombination aus CORA und einem erweiterten EARTH. Die Literaturrecherche zeigt allerdings auch, dass sich innerhalb der CAE-Gemeinschaft noch keine Methode etabliert hat. Durch die Anzahl an zur Verfügung stehenden Methoden und die Veröffentlichung, die sich deren Vergleich und Diskussion widmen, wird der Bedarf für solche Methoden demonstriert. Die wachsende Anforderung an CAE hinsichtlich der Erweiterung ihres Anwendungsbereichs auf mehr und neue Fragestellungen und die steigenden Erwartungen an die Prädiktivität, verlangen aus oben dargelegten Gründen die Etablierung von V&V-Prozessen. Infolgedessen kann ein erhöhter Bedarf nach Validierungsmetriken erwartet werden. Mehrere Autoren rufen zu einem vermehrten Einsatz von Metriken auf, vergleichen und identifizieren die Schwachpunkte der existenten Methoden und fordern zusätzliche Arbeit und Forschung auf dem Gebiet der Metriken [64, 68, 70, 71, 73, 77, 80, 81]. Die vorliegende Arbeit leistet einen Beitrag zu dieser Diskussion. Auf Basis der anwendungsfall-spezifischen Anforderungen wird im Folgenden eine neu entwickelte Methode vorgestellt.

3.3 Anforderungen an die Methode

Wie oben ausgeführt, ist zur Validierung eines Simulationsmodells die Korrelation der Ergebnisse aus der Simulation mit denen aus dem Versuch nötig. Diese Ergebnisse sind hier die Signale von Beschleunigungssensoren, die, wie in Abschnitt 2.2 beschrieben, erzeugt werden. Diese Bewertung sollte möglichst objektiv erfolgen. Aus dem konkreten Anwendungskontext der Sensing-Simulation von Misuse-Lastfällen heraus, und den Erkenntnissen aus Abschnitt 3.2, ergeben sich folgende Anforderungen, die die Methode erfüllen muss:

- a) Objektivität: Um den Übereinstimmungsgrad zwischen zwei Kurven ermitteln und mit anderen Kurvenpaaren vergleichen zu können, wird ein objektives Maß benötigt. Deshalb wird gefordert,

dass die neue Methode den Grad der Übereinstimmung anhand numerischer Werte ausgibt. Dabei sollen die Charakteristika der Kurven berücksichtigt werden. Ein Vergleich soll somit hinsichtlich Form, Amplitude und Phase der Kurven erfolgen. Die numerischen Werte sollen ein absolutes Maß für den Grad der Übereinstimmung bieten, und leicht und für sich alleinstehend verständlich sein. Damit soll es ermöglicht werden, die Korrelation zweier Kurven direkt anhand dieser Werte erkennen zu können, ohne die Kurven im Detail kennen zu müssen. Ferner soll so vermieden werden, dass die Werte nur in Relation mit den Ergebnissen eines anderen Kurvenpaares verglichen und verstanden werden können und keine absolute Bewertung zulassen.

- b) Unsicherheiten: Wie in Abschnitt 3.1 erläutert, ist in der Praxis davon auszugehen, dass sowohl die Ergebnisse der Simulation wie auch die des Versuchs mit Unsicherheiten und Streuungen belegt sind. Die neue Methode soll solche Variationen in den Ergebniskurven berücksichtigen. Unsicherheiten im Simulationsergebnis können aus Annahmen bezüglich der Randbedingungen oder durch die Wahl von numerischen Parametern folgen. Die Streuungen im Versuch können bei wiederholter Versuchsdurchführung beobachtet werden.
- c) Zeitliche Angleichung (Bestimmung des Zeit-Shifts): Um die Signale aus den Misuse-Versuchen bzw. -Simulationen miteinander vergleichen zu können, müssen diese zunächst auf der Zeitachse relativ zueinander verschoben und auf diese Weise angeglichen (d. h. synchronisiert) werden. Es ist in der Regel bei Misuse-Lastfällen nicht bekannt, zu welchem exakten Zeitpunkt die Signale zu vergleichen sind. So ist unbekannt, wann genau der relevante, Signal auslösende Stoß oder Energieeintrag in die Struktur erfolgt. Dies gilt insbesondere für die Fahrversuche. Daher ist es zulässig, in einem gewissen Rahmen die relative Position zweier Signale zueinander anzupassen. Aus Sicht der Sensing-Entwicklung ist dabei darauf zu achten, dass dies für die verschiedenen Sensorpositionen in gleicher Weise erfolgt. In der Anwendung heißt dies bei Betrachtung der Signale an mehreren Positionen, dass z. B. der am SIS bestimmte Zeit-Shift sich nicht deutlich vom Zeit-Shift am SDM unterscheiden sollte, vorausgesetzt es kann im Vergleich von gleicher Wellenausbreitungsgeschwindigkeit ausgegangen werden.

Die Wahl des Zeit-Shifts kann den subjektiv wahrgenommenen Grad der Übereinstimmung jedoch deutlich beeinflussen, wie das Beispiel in Abbildung 3.3 zeigt.

Dort sind zwei Beispielkurven zu sehen, wie sie typisch für Misuse-Signale z. B. aus den Laborversuchen sind. Die eine Kurve wird als Basiskurve $a(t)$ bezeichnet und zu ihr soll die Ergebniskurve $b(t)$ verglichen werden. Diese Ergebniskurve ist zusätzlich jeweils um ± 1 ms verschoben dargestellt. Damit lässt sich ein Eindruck erlangen, wie das Verschieben der Signale zueinander die Bewertung der Übereinstimmung beeinflussen kann. Somit muss ein eindeutiges Kriterium festgelegt werden, um den Zeit-Shift zu bestimmen.

- d) Symmetrie: Es wird gefordert, dass die Methode „symmetrisch“ ist, siehe [83]. Dies bedeutet, dass das Ergebnis der Bewertung davon unabhängig sein soll, welche der beiden Kurven als Basiskurve ausgewählt wird (i. d. R. der Versuch) und welche zu ihr verglichen wird (i. d. R. die Simulation). Das Ergebnis des Vergleichs soll folglich identisch sein, wenn die Ergebnisse von Versuch und Simulation vertauscht werden.
- e) Anwendbarkeit: Letztlich besteht die Anforderung, dass die Methode einfach anzuwenden sein soll. Wie in Abschnitt 3.2 ausgeführt und von verschiedenen Autoren diskutiert [68, 80], muss eine Methode bei den Anwendern entsprechend akzeptiert sein. Die Ergebnisse müssen deshalb, wie in Anforderung a) erwähnt, leicht verständlich sein und die Methode selbst auch einfach zu benutzen sein. Die Art und Weise wie die Methode zu ihren Ergebnissen kommt, soll ebenfalls einfach verständlich und nachvollziehbar sein. Die Notwendigkeit, Parameter setzen zu müssen, die detaillierte Kenntnis der Methode verlangen und die Vergleichbarkeit und Interpretierbarkeit der Ergebnisse erschweren, soll nach Möglichkeit minimiert werden.

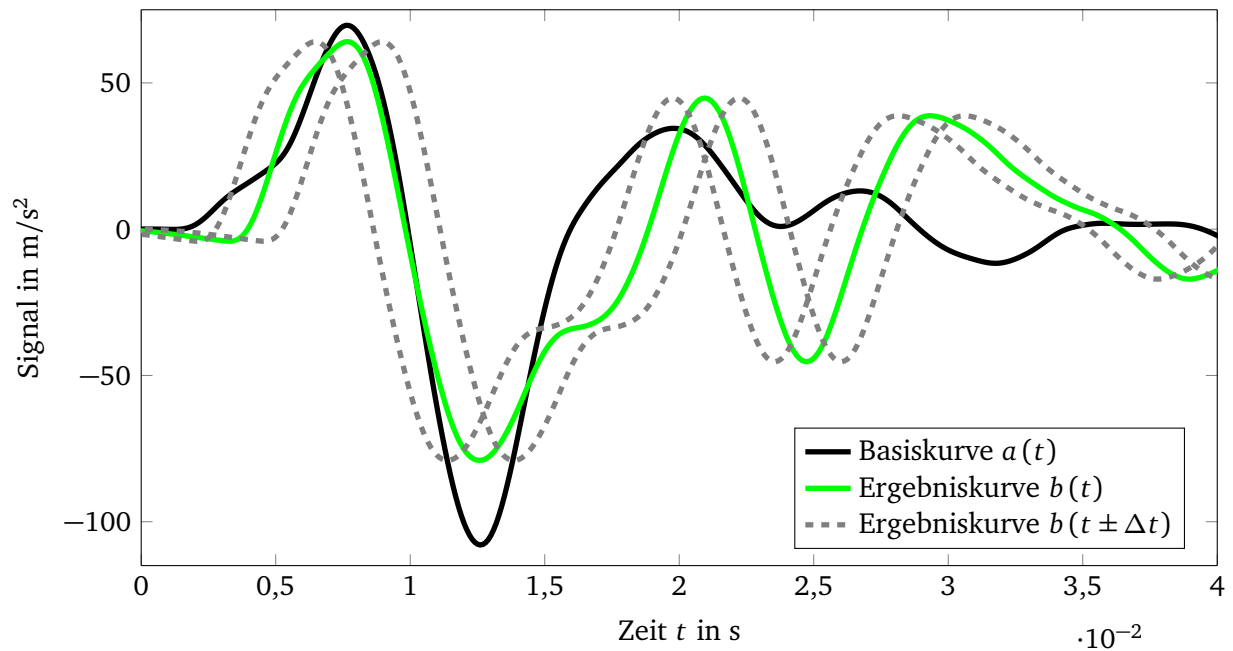


Abbildung 3.3: Beeinflussung der Wahrnehmung der Übereinstimmung zweier Kurven durch Zeitverschiebung $\Delta t = \pm 1$ ms

Im Folgenden wird nun die neue Methode beschrieben, die basierend auf obigen Anforderungen entwickelt wurde.

3.4 Correlation of Signals (CoSi) - eine Metrik zur objektiven Signalkorrelation

In diesem Kapitel wird die neue Methode namens „CoSi“ (Correlation of Signals) vorgestellt. In den nachfolgenden Abschnitten wird die Funktionsweise der Methode erläutert, wie das Ergebnis des Kurvenvergleichs berechnet wird und wie sich dieses Ergebnis anwenden bzw. interpretieren lässt.

Dazu werden zwei Kurven, die aus Äd'quidistanten, diskreten Datenpunkten bestehen, in einem Evaluationsintervall $[t_1; t_2]$ miteinander verglichen. Eine der beiden Kurven dient als Basiskurve für den Vergleich und wird im folgenden als $a(t)$ bezeichnet und die zweite Kurve, die Ergebniskurve $b(t)$, wird mit ihr verglichen. Um den Anforderungspunkt a) zu erfüllen, wird in den folgenden Abschnitten erläutert, wie numerische Faktoren als Ausgabe von CoSi unter Beachtung der weiteren Anforderungen berechnet werden, anhand derer sich die Übereinstimmung der Kurven bewerten lässt.

3.4.1 Entwicklung einer neuartigen Korridormethode

Bei der Bewertung der Übereinstimmung von Kurven sollen gemäß der Anforderung b) Unsicherheiten, Varianzen und Streuungen in den beiden zu vergleichenden Kurven berücksichtigt werden. Die Streuung in der Basiskurve $a(t)$ lässt sich über einen Korridor abbilden. Üblicherweise wird ein solcher Korridor in der Form erzeugt, dass auf die Kurvenwerte ein gewisser Wert hinzuaddiert bzw. von diesen subtrahiert wird, siehe z. B. [77]. Ergebnis ist ein Korridor wie er in Abbildung 3.4a dargestellt ist.

Die Breite des Korridors in Abb. 3.4a ergibt sich aus 10 % des höchsten Peaks, demnach zu $a(t) \pm 0,1 \cdot \max(|a(t)|)$. Anhand des verwendeten, typischen Verlaufs eines Beschleunigungssignals sieht man, dass auf diese Weise die Varianzen lediglich an den Maxima und in den Regionen kleiner Gradienten wie erwünscht berücksichtigt werden. In den Bereichen mit großen Gradienten werden hingegen kaum Varianzen zugelassen. Deshalb wird ein Korridor angestrebt, wie er in Abbildung 3.4b dargestellt ist. Die Kanten des dort dargestellten Korridors halten einen definierten Abstand Δx von der Basiskurve in Richtung der Abszisse und Δy in Richtung der Ordinate ein. Die Abstände Δx und Δy der Korridorkanten zur Basiskurve lassen sich frei nach dem jeweiligen Bedarf und Anwendungsfall definie-

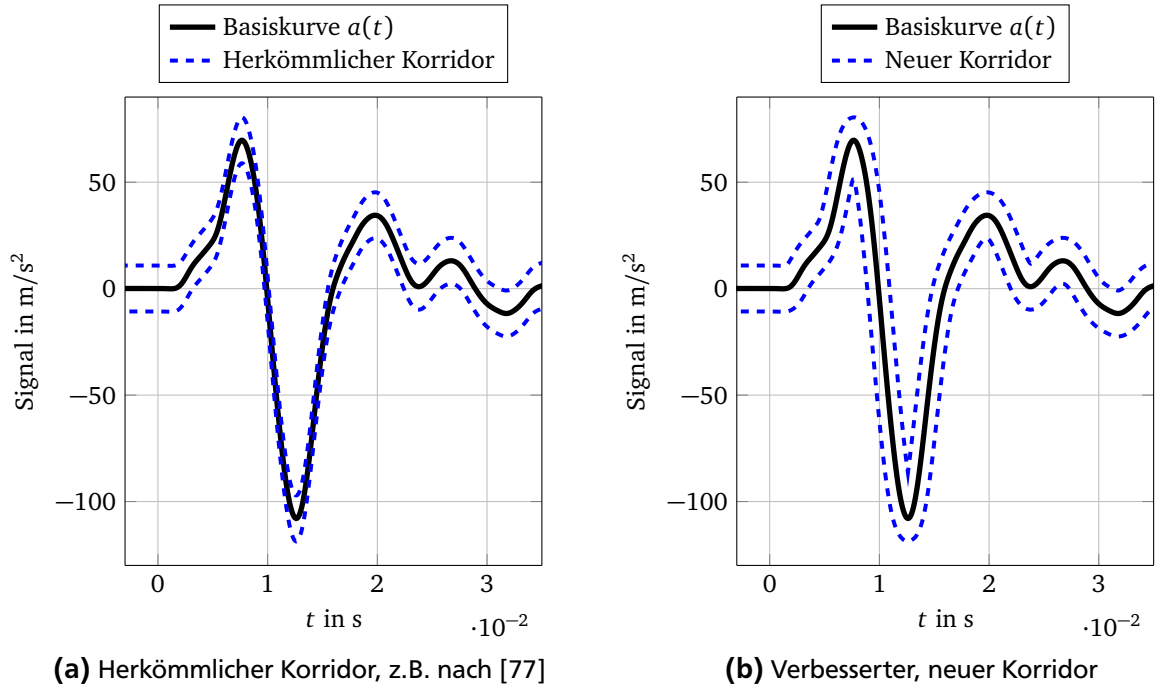


Abbildung 3.4: Gegenüberstellung verschiedener Korridorformen

ren. Somit lassen sich auch in den Kurvensegmenten mit großen Gradienten Varianzen berücksichtigen (hier: $\Delta x = \pm 1 \cdot 10^{-3} \text{ s}$, $\Delta y = \pm 0,1 \cdot \max(|a(t)|) = \pm 10,8 \text{ m/s}^2$). Somit werden mit diesem Korridor zwei Aspekte berücksichtigt. Zum einen wird durch Δx lokale Abweichungen in der Phase zugelassen. Zum anderen wird durch das Festlegen von Δy Abweichungen in der Amplitude berücksichtigt.

Im Folgenden wird beschrieben, wie sich ein Korridor dieser Form erzeugen lässt. Für die Erläuterung des Konstruktionsprinzips wird die Abbildung 3.5 herangezogen.

Die Wertebereiche auf den Koordinatenachsen t und y sind hier in der Regel sehr unterschiedlich (z. B. siehe Abb. 3.4, auf der t -Achse in der Größenordnung $1 \cdot 10^{-2}$ und auf der y -Achse im Bereich $1 \cdot 10^2$). Deshalb werden die Achsen zunächst auf die gewählte Korridorgröße normiert

$$t^n = \frac{t}{2\Delta x} \text{ und } a^n = \frac{a}{2\Delta y}. \quad (3.1)$$

Der hochgestellten Index n bezeichnet im Folgenden, dass man sich im normierten System befindet. In diesem System ist die Korridorbreite konstant $w = 1$. Somit ist es möglich, die Punkte aus denen sich der Korridor zusammensetzt, anhand der Schnittpunkte zweier Kreise um zwei benachbarte Datenpunkte A_i^n und A_{i+1}^n auf der Kurve $a^n(t^n)$ zu berechnen, wie in Abb. 3.5 dargestellt. Der euklidische Abstand $p = \|\vec{A_i^n A_{i+1}^n}\|$ zwischen diesen beiden Datenpunkten wird zusammen mit der geforderten Korridorbreite $w = 1$ dazu verwendet, den Radius r der Kreise zu bestimmen

$$r = \sqrt{\left(\frac{p}{2}\right)^2 + \left(\frac{w}{2}\right)^2}. \quad (3.2)$$

Für jedes Punktpaar ergibt sich demnach ein neuer Kreissradius, um die Schnittpunkte im entsprechenden Abstand von der Basiskurve konstruieren zu können. Wie in Abbildung 3.5 zu sehen ist, ergibt sich folglich ein Punkt $\tilde{K}_{i,a}^n$ oberhalb und ein Punkt $\tilde{K}_{i,b}^n$ unterhalb der Kurve a^n . Diese lassen sich analytisch einfach durch Gleichsetzen der Kreisgleichung um den Datenpunkt A_i^n

$$(t - t_i)^2 + (y - y_i)^2 = r^2 \quad (3.3)$$

und den Datenpunkt A_{i+1}^n

$$(t - t_{i+1})^2 + (y - y_{i+1})^2 = r^2 \quad (3.4)$$

berechnen, was sich mit wenig numerischem Aufwand umsetzen lässt. Die Schritte, um von der ursprünglichen Kurve $a(t)$ zum fertigen Korridor zu gelangen, sind in Abbildung 3.6 dargestellt.

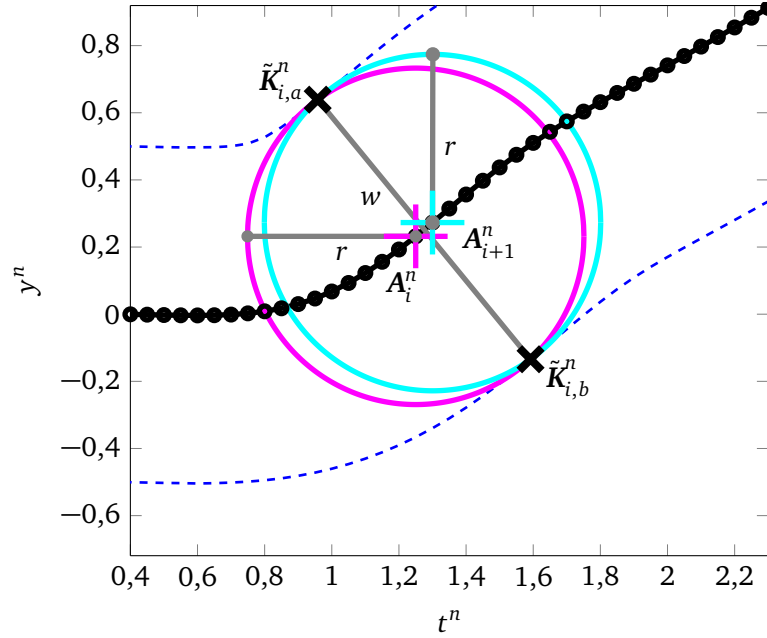


Abbildung 3.5: Konstruktion der Korridorpunkte $\tilde{K}_{i,a}^n$ und $\tilde{K}_{i,b}^n$ als Schnittpunkt zweier Kreise mit Radius r um zwei benachbarte Datenpunkte A_i^n und A_{i+1}^n

Der Ausgangspunkt ist die originale Kurve, dargestellt im ausgewählten Evaluationsintervall, allgemein $[t_1; t_2]$, siehe Abbildung 3.6a. Der nächste Schritt (Abb. 3.6b) ist die Normierung des Koordinatensystems und die Berechnung der Kreisschnittpunkte. Angewandt auf alle Datenpunktpaare A_i^n und A_{i+1}^n in $[t_1; t_2]$ erhält man die Menge aller möglichen Korridorpunkte \tilde{K}_a^n oberhalb der Kurve a^n und unterhalb der Kurve die Punkte \tilde{K}_b^n . In Abbildung 3.6b ist jedoch zu erkennen, dass nicht alle der auf diese Weise konstruierten Punkte zulässig sind. Innerhalb der Krümmung an den Extrema kann es zu Überschneidungen der Korridorkanten kommen, so wie es beispielsweise im vergrößert dargestellten Bereich des absoluten Minimums der Fall ist. Dies tritt auf, wenn die definierte Varianz $2\Delta x$ betragsmäßig größer als der geringste horizontale Abstand zwischen den beiden Kurvenästen ist, die zum Extremum führen. Daher wird im nächsten Schritt überprüft, ob die Punkte in \tilde{K}_a^n und \tilde{K}_b^n die folgenden Bedingungen erfüllen:

1. Die t^n -Werte der Punkte in \tilde{K}_a^n und \tilde{K}_b^n sind streng monoton steigend.
2. Ein Kreis mit Radius $w/2$ um jeden einzelnen Punkt aus \tilde{K}_a^n und \tilde{K}_b^n weist keinen Schnittpunkt mit der Kurve a^n auf.

Ist mindestens eine der beiden obenstehenden Bedingungen verletzt, ist der entsprechende Punkt aus der Menge der Punkte \tilde{K}_a^n oder \tilde{K}_b^n unzulässig. Die unzulässigen Punkte werden entfernt und die übrigen Punkte bilden die beiden zulässigen Mengen an Korridorpunkten K_a^n und K_b^n , siehe Abbildung 3.6c. Ein Beispiel für die Überprüfung der Zulässigkeit ist in Abbildung 3.7 dargestellt. Der gestrichelte Kreis mit Radius $\frac{w}{2}$ um $\tilde{K}_{i,b}^n$ schneidet sich mit der Basiskurve a^n . Somit ist Bedingung 2 verletzt. Der Abstand zwischen den beiden Kurvenästen ist zu klein für die gewählten Korridorgröße und der dort berechnete Punkt $\tilde{K}_{i,b}^n$ somit unzulässig.

Es empfiehlt sich in diesem Schritt eine Interpolation auf die t^n -Werte der Kurve a^n durchzuführen. Damit werden die Korridorpunkte an die Äquidistanten Datenpunkte der Kurve a^n angeglichen. Als letzter Schritt erfolgt die Rücktransformation in den originalen Wertebereich und man erhält somit als Ergebnis den endgültigen Korridor zur Kurve $a(t)$, wie er in Abbildung 3.6d dargestellt ist.

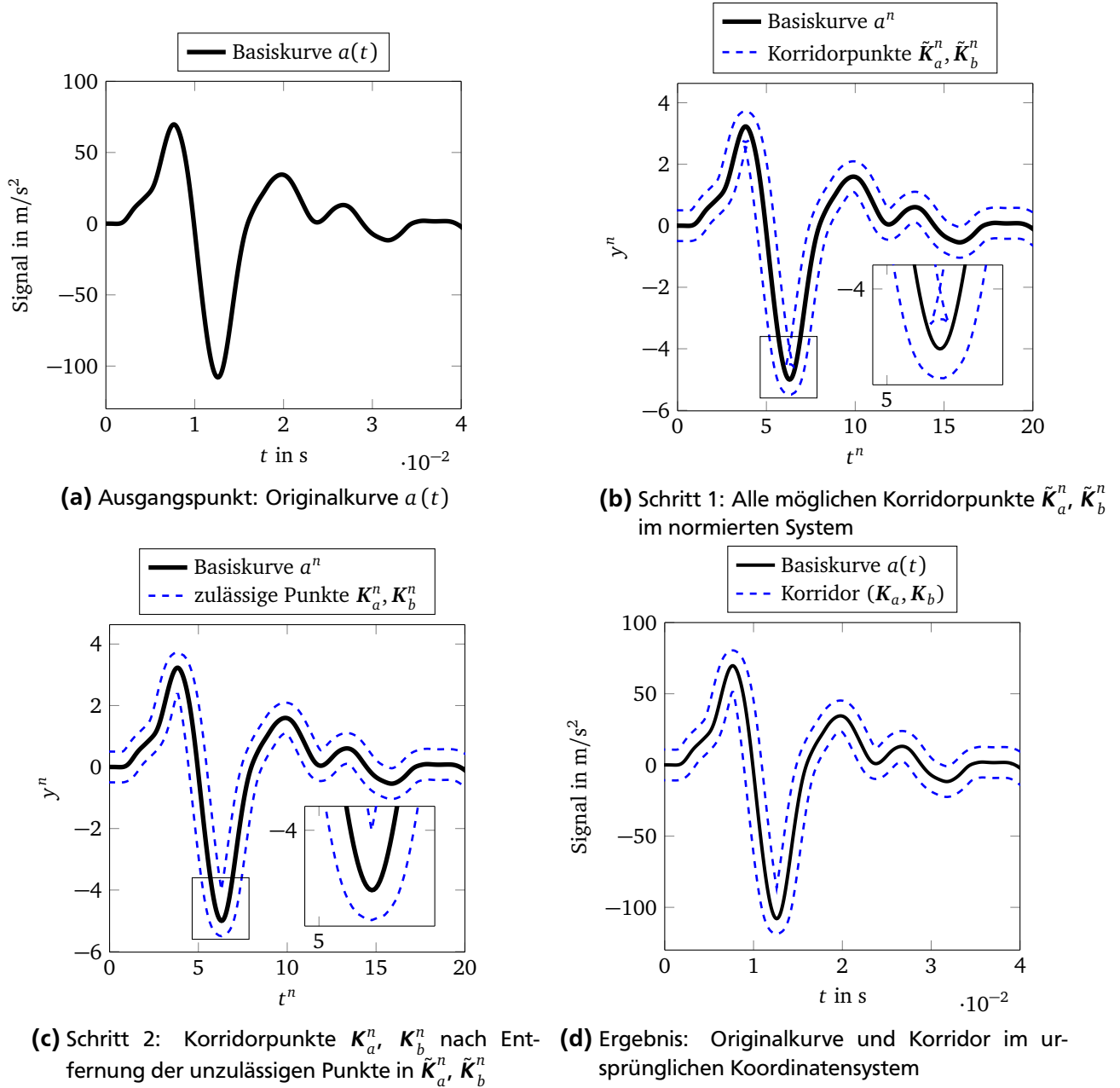


Abbildung 3.6: Prozess zur Konstruktion des Korridors

Alternativ zu dem hier vorgestellten Konstruktionsverfahren ließen sich die Korridorpunkte auch durch entsprechende Bestimmung des Abstandes auf der Normalen des Gradienten der jeweiligen Kurvensegmente bestimmen. Da sich die Normale im zwei-dimensionalen Koordinatensystem einfach durch Vertauschen der x - und y -Werte ergibt, ist dies numerisch zunächst mit weniger Aufwand verbunden. Allerdings sind auch für jene Variante die genannten Überprüfungen bezüglich der Zulässigkeit der Punkte durchzuführen. Anhand der hier verwendeten Kreisgleichungen lassen sich diese einfach umsetzen. Aus diesem Grund wurde das dargestellte Konstruktionsprozedere gewählt.

Mit diesem Korridor lässt sich die Varianz in der Basiskurve berücksichtigen. Um nun die zweite Kurve $b(t)$ mit dieser zu vergleichen, wird der Ansatz verfolgt die beste mögliche Übereinstimmung zwischen $a(t)$ und $b(t)$ zu finden und so den Zeit-Shift zu bestimmen. Dazu gilt es die Übereinstimmung der beiden Kurven zu quantifizieren, unter Berücksichtigung der Anforderungen b) und c) aus Abschnitt 3.3. Wie sich dies umsetzen lässt, wird im nächsten Abschnitt erläutert.

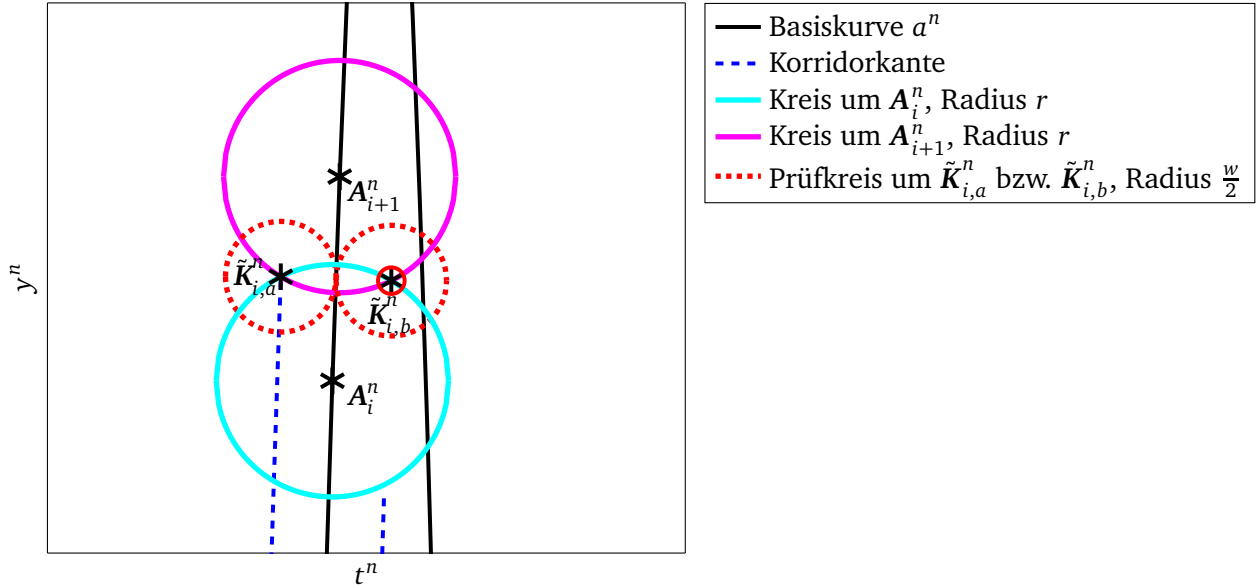


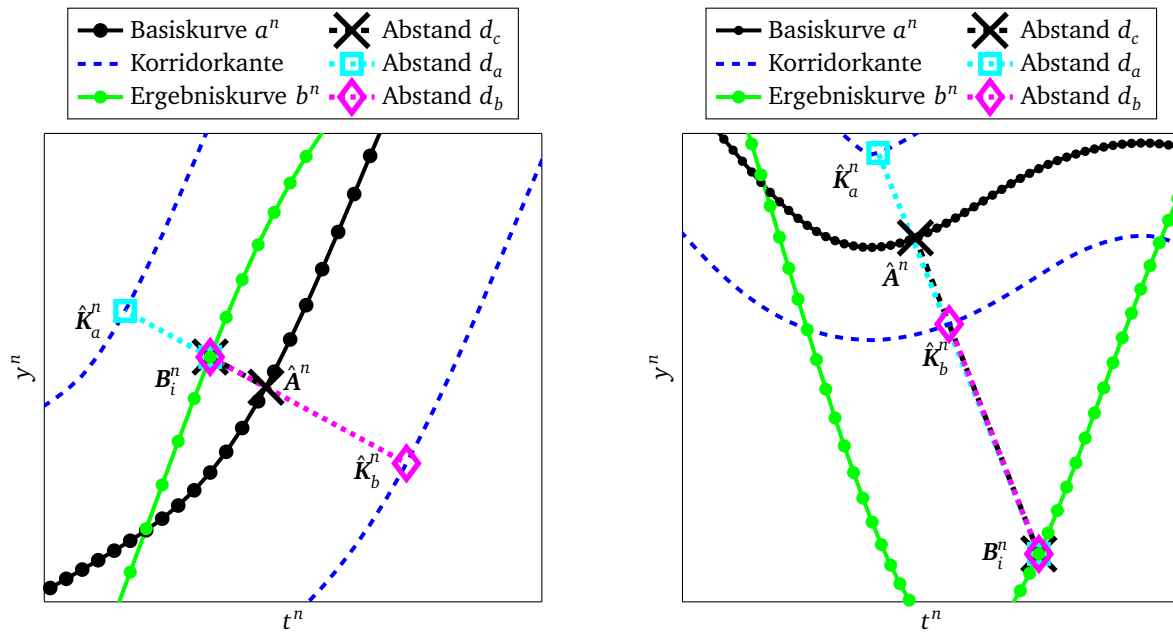
Abbildung 3.7: Beispiel für die Zulässigkeitsprüfung der Korridorpunkte: Punkt $\tilde{K}_{i,b}^n$ verletzt die Bedingung 2

3.4.2 Formulierung von Qualitätsfaktoren

Um die Übereinstimmung der Kurven zu bewerten, wird sich daran orientiert, wie auch visuell und subjektiv Kurven verglichen werden. Dazu wird bewertet, wie gut die Kurve $b(t)$ hinsichtlich ihrer Lage und Form mit der Kurve $a(t)$ im gewählten Intervall $[t_1; t_2]$ übereinstimmt. Als Bewertungsmaßstab dafür dient der definierte Korridor.

Im Konkreten wird zunächst von jedem Datenpunkt B_i^n auf der Kurve b^n der kürzeste euklidische Abstand zum Punkt \hat{A}^n auf a^n bestimmt. Dieser Abstand wird als $d_{c,i} = \left\| \overrightarrow{B_i^n \hat{A}^n} \right\|$ bezeichnet. Ferner wird der Abstand zur Korridorkante oberhalb von a^n bestimmt, demnach zu dem nächstgelegenen Punkt aus K_a^n und somit ergibt sich dieser Abstand zu $d_{a,i} = \left\| \overrightarrow{B_i^n \hat{K}_a^n} \right\|$. Und analog von B_i^n zur Korridorkante unterhalb von a^n , $d_{b,i} = \left\| \overrightarrow{B_i^n \hat{K}_b^n} \right\|$. Diese Abstände sind exemplarisch in Abbildung 3.8 dargestellt. Auf diese Weise werden in der Regel nicht die Punkte mit dem gleichen Wert auf der Zeitachse miteinander verglichen und müssen sich auch nicht notwendigerweise auf einer Geraden befinden. Zwischen den diskreten Datenpunkten lässt sich zur exakteren Bestimmung der Abstände eine kubische Spline-Interpolation durchführen. Auf diesen Splines werden die Punkte \hat{A}^n , \hat{K}_a^n und \hat{K}_b^n bestimmt, um die kürzesten Abstände zu berechnen. Damit wird zum einen erreicht, von der Menge der zur Verfügung stehenden diskreten Datenpunkten auf der Basiskurve und den Korridorkanten unabhängig zu sein und zum anderen sichergestellt, den kürzesten Abstand zu finden, der am nächsten an der analytischen Lösung liegt. Auch wenn die absoluten Unterschiede in den Distanzen basierend auf der Verwendung nur der diskreten Punkten zu denen aus der Interpolation zwischen den Datenpunkten in der Regel gering sind, können die relativen Unterschiede sehr groß werden. Ein Beispiel dazu kann Anhang B.1 entnommen werden.

Die Bestimmung der kürzesten euklidischen Abstände erfolgt im normierten Koordinatensystem aus Abschnitt 3.4.1, wie durch den hochgestellten Index n angezeigt. Dies ist nötig, um angesichts der unterschiedlichen Wertebereiche auf den Achsen (z.B. Ordnung 10^{-2} auf der Abszisse und 10^2 auf der Ordinate) den Abstand in sinnvoller Weise bestimmen zu können. Damit folgt das Verfahren in der Bewertung der Art und Weise, wie man visuell Kurven vergleicht. In der Regel tendiert man dazu gleichzeitig die Höhe der Amplituden und den zeitlichen Versatz zu bewerten. Bei dem Kurvensegment in Abbildung 3.8a lässt sich dies nachvollziehen. Der Vergleich der dort eingezeichneten Punkte ist hier stimmiger als es ein Vergleich zwischen dem Punkt $B_i^n = b^n(t_i^n)$ und dem Punkt zum gleichen Zeitpunkt auf a^n , $a^n(t_i^n)$, wäre. Ferner sei hierzu auch auf das Beispiel aus Abbildung 3.3 in Abschnitt 3.3 verwiesen. Die beiden dort gezeigten Kurven stimmen in Form und Amplitude weitestgehend überein. Je nach gewählter Positionierung auf der Zeitachse, weisen sie jedoch mehr oder weniger Versatz auf. Eine visuelle Bewertung findet im Kontext dieser Arbeit genau anhand eines Vergleichs dieser Kurveneigenschaften statt und nicht durch Berechnung der Differenz der y -Werte der beiden Kurven zum gleichen t -Wert.



(a) Beispiel für einen Punkt B_i^n innerhalb des Korridors (b) Beispiel für einen Punkt B_i^n außerhalb des Korridors

Abbildung 3.8: Abstände zwischen einem Punkt B_i^n und den jew. Punkten auf der Basiskurve und den Korridorkanten

Aus dem Verhältnis dieser Abstände zueinander, lässt sich über alle Punkte B_i^n aus dem Intervall $[t_1^n; t_2^n]$ ein Qualitätsfaktor berechnen. Dieser „Korridorfaktor“ \tilde{c} wird definiert zu

$$\tilde{c} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \tilde{c}_i. \quad (3.5)$$

Die Werte \tilde{c}_i berechnen sich folgendermaßen: Liegt B_i^n innerhalb des Korridors (siehe Abbildung 3.8a) gilt

$$\tilde{c}_i = \left(\frac{d_{c,i}}{\min(d_{a,i}, d_{b,i}) + d_{c,i}} \right)^{k_1}. \quad (3.6)$$

Liegt B_i^n außerhalb des Korridors (siehe Abbildung 3.8b) gilt

$$\tilde{c}_i = \left(m \cdot \frac{\min(d_{a,i}, d_{b,i})}{|d_{a,i} - d_{b,i}|} + 1 \right)^{k_2}. \quad (3.7)$$

Unabhängig davon, wie die Parameter k_1 , k_2 und m in Gleichung (3.6) und (3.7) gesetzt werden, lassen sich die Werte von \tilde{c}_i wie folgt interpretieren:

- Wenn $\tilde{c}_i = 0$, dann liegt \mathbf{B}_i auf der Kurve $a(t)$, d.h. $\mathbf{B}_i = \hat{\mathbf{A}}$.
- Wenn $0 \leq \tilde{c}_i \leq 1$, dann befindet sich \mathbf{B}_i innerhalb des Korridors,
- gilt $\tilde{c}_i = 1$, dann liegt \mathbf{B}_i genau auf einer der Kanten des Korridors und
- wenn $\tilde{c}_i > 1$, dann befindet sich \mathbf{B}_i außerhalb des Korridors. Je größer der Wert \tilde{c}_i ist, desto weiter entfernt ist \mathbf{B}_i von der Korridorkante.

Somit ergibt sich der Wertebereich zu $\tilde{c}_i \in [0; \infty[$. \tilde{c}_i dient nicht dazu festzustellen, ob $b(t)$ die Kurve $a(t)$ über- oder unterschätzt. Dadurch wird vermieden, dass sich bei der Berechnung des Korridorsfaktors die Werte von \tilde{c}_i gegenseitig ausgleichen können und somit lässt sich der arithmetische Mittelwert zur Berechnung von \tilde{c} verwenden, siehe Gleichung (3.5). Die Interpretation von \tilde{c} ist ähnlich der von \tilde{c}_i . So bedeutet $\tilde{c} = 0$, dass die beiden Kurven identisch sind, d. h. $a(t) = b(t)$. Die weiteren obigen Interpretationen b) - d) gelten angesichts Gleichung (3.5) nur im Mittel für \tilde{c} .

Die Anstiegsrate von \tilde{c}_i lässt sich durch das Setzen des Parameters k_1 in Gleichung (3.6) und durch Setzen der Parameter m und k_2 in Gleichung (3.7) einstellen. In dieser Arbeit wird stets $m = k_1 = k_2 = 1$ gesetzt. Dies bedeutet, dass innerhalb und außerhalb des Korridors der Wert von \tilde{c}_i linear ansteigt. Wie sich verschiedene Parameter auf den Anstieg von \tilde{c}_i auswirken, lässt sich anhand von Abbildung 3.9 erläutern.

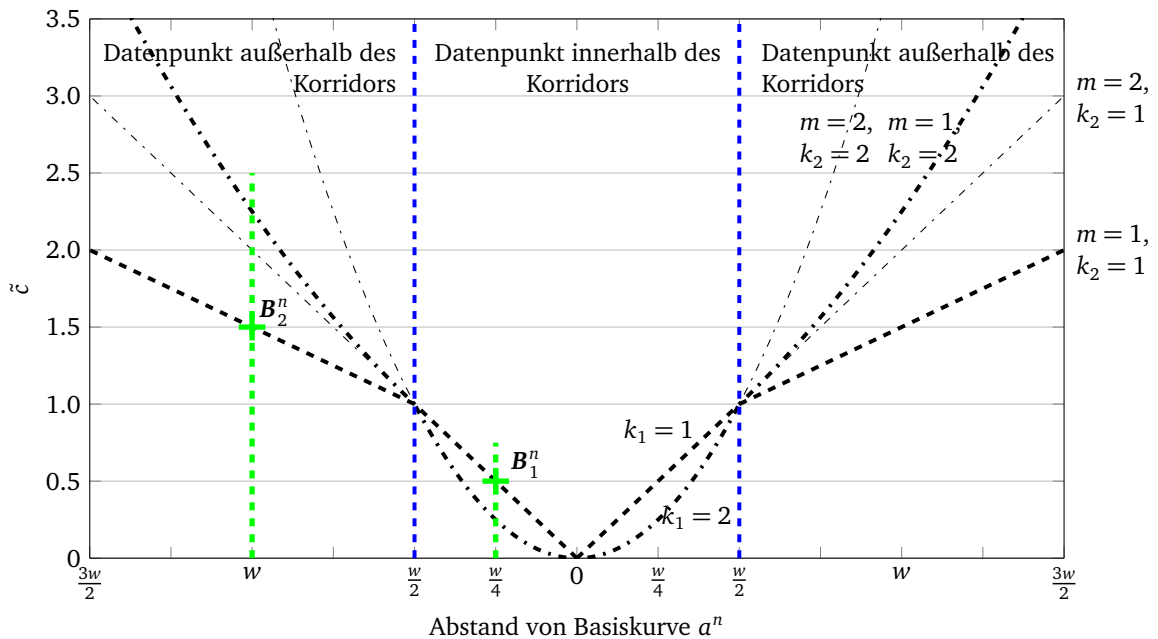


Abbildung 3.9: Verlauf von \tilde{c}_i in Abhängigkeit der Parameter m , k_1 , k_2 und des Abstandes eines Datenpunktes \mathbf{B}_i^n von der Korridorkante und von der Basisfunktion $a^n(t)$

Zunächst wird der Punkt \mathbf{B}_1^n betrachtet, als Beispiel für einen Punkt, der innerhalb des Korridors liegt. \mathbf{B}_1^n liegt auf halber Strecke zwischen der Kurve a^n und der Korridorkante, d. h. $d_{c,1} = d_{a,1} = \frac{w}{4}$ und $d_{b,1} = \frac{3w}{4}$. Mit $k_1 = 1$ ergibt dies aus Gleichung (3.6) einen Wert von $\tilde{c}_1 = 0,5$, was eine anschauliche Interpretation angesichts der Lage von \mathbf{B}_1^n mittig zwischen der Korridorkante und a^n bietet. Eine andere Wahl von z.B. $k_1 = 2$ würde $\tilde{c}_1 = 0,25$ liefern. Als zweites Beispiel wird der Punkt \mathbf{B}_2^n außerhalb des Korridors betrachtet. Er ist genau $\frac{w}{2}$ von der nächsten Korridorkante entfernt, d.h. $d_{a,2} = \frac{w}{2}$ und $d_{b,2} = \frac{3w}{2}$. Mit $m = k_2 = 1$ ergibt sich aus Gleichung (3.7) $\tilde{c}_2 = 1,5$, was somit ebenfalls anschaulich

zur Lage von B_2^n passt. Durch Anpassen der Parameter lässt sich, wie in Abbildung 3.9 gezeigt, auch eine andere Progression einstellen, um z.B. Punkte, die weiter entfernt von der Korridorkante liegen, entsprechend noch schlechter bewerten zu können.

Die Datenpunkte, die für die Berechnung der Abstände in Gleichung (3.6) und (3.7) benötigt werden, ergeben sich aus der Bedingung, zu jedem Datenpunkt auf b^n jene Punkte mit den kürzesten euklidischen Abständen zu finden. Daraus ergibt sich die Frage, wie an den Rändern des Evaluationsintervalls mit dieser Bedingung umzugehen ist. Dazu werden als Basiskurve und Ergebniskurve die linearen Funktionen $a(t) = t$ und $b(t) = 1,5 \cdot t$ betrachtet. Diese sind zusammen mit einem Korridor in Abbildung 3.10 dargestellt. Das Evaluationsintervall läuft von t_1 bis t_2 . In Abbildung 3.10 sind exemplarisch für gewisse Datenpunkte auf $b(t)$ die jeweiligen Punktepartner eingezeichnet, anhand derer die Abstände $d_{a,i}$, $d_{b,i}$ und $d_{c,i}$ berechnet werden. Wie man sieht, befinden sich an den Rändern des Evaluationsintervalls die benötigten Punktepartner außerhalb des Intervalls in dem die Kurven bewertet werden sollen. Es werden im folgenden drei Varianten vorgestellt und diskutiert, wie mit dieser Situation sinnvoll umgegangen werden soll.

- Variante 1:

Es werden nur die Kurven innerhalb des Evaluationsintervalls betrachtet. Um zu verhindern, dass Punkte außerhalb des Evaluationsintervalls herangezogen werden, wird folgende zusätzliche Bedingung eingeführt. Ausgehend von dem Datenpunkt B_i^n auf b^n sind die Punkte auf a^n und den Korridorkanten zu verwenden, die den kürzesten euklidischen Abstand zu B_i^n aufweisen und gleichzeitig die Bedingung erfüllen, innerhalb des Intervalls $[t_1; t_2]$ zu liegen. Die Auswirkung dieser Variante ist in Abbildung 3.10a dargestellt. An den Rändern werden dadurch andere Distanzen und Punktepaare verwendet als in Abb. 3.10c. Da alle Punkte innerhalb des Intervalls liegen müssen, ist der Abstand d_b ab dem Punkt B_j^n folglich nicht mehr lotrecht zur unteren Korridorkante und ab B_k^n nicht mehr lotrecht auf a^n .

- Variante 2:

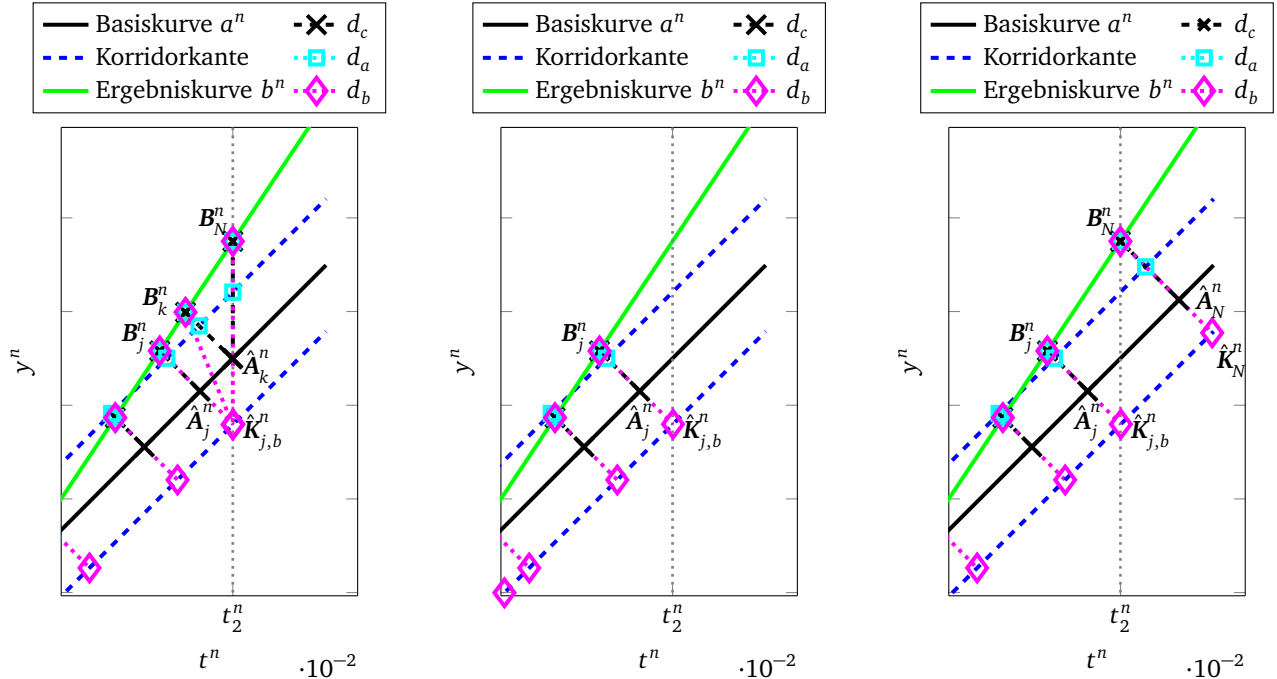
Um zu verhindern, dass Punkte außerhalb des Evaluationsintervalls herangezogen werden, gehen die von einem Datenpunkt B_i^n aus berechneten Abstände nur solange in die Berechnung des Korridorfaktors nach Gleichung (3.6) bzw. (3.7) ein, wie alle verwendeten Punkte innerhalb des Intervalls $[t_1; t_2]$ liegen. In Konsequenz reduziert sich somit die Anzahl N der Punkte, die in Gleichung (3.5) verwendet werden. Wie viele Punkte auf b damit keinen Eingang in die Bewertung finden, hängt von der Form der jeweiligen Kurven ab. Im Beispiel in Abb. 3.10b endet die Bewertung folglich bei B_j^n . Die verbleibenden Punkte auf b bis zu t_2 gehen damit nicht mehr in die Bewertung ein.

- Variante 3:

Es wird akzeptiert, dass die kürzesten Abstände zu Punkten außerhalb des Evaluationsintervalls führen und diese Abstände werden in der Kalkulation der Korridorfaktoren gemäß Gleichung (3.6) und (3.7) verwendet. Diese Variante ist in Abbildung 3.10c dargestellt.

Für die drei Varianten ergeben sich unterschiedliche Werte für \tilde{c} . Das Ergebnis mit Variante 1 ist $\tilde{c}_{V1} = 0,79$, mit Variante 2 ergibt sich $\tilde{c}_{V2} = 0,60$ und mit Variante 3 $\tilde{c}_{V3} = 0,80$ (mit $k_1 = k_2 = m = 1$). Der Wert \tilde{c}_{V2} für Variante 2 ist am niedrigsten, denn dort gehen weniger Punkte im Vergleich zu Variante 1 und 3 in die Berechnung des Korridorfaktors ein. Es mag zunächst überraschen, dass der Wert für Variante 3 \tilde{c}_{V3} nicht kleiner als der in Variante 1 ist. Schließlich gehen die gleiche Anzahl N an Punkten B_i^n in die Berechnung ein und mit Variante 3 der „echte“ kürzeste Abstand verwendet wird, wohingegen die verwendeten Abstände im Randbereich des Intervalls bei Variante 1 in jedem Fall länger sind als in Variante 3. Allerdings gilt es zu beachten, dass für die Berechnung des Korridorfaktors für Punkte außerhalb des Korridors das Verhältnis aus $\min(d_{a,i}, d_{b,i})$ zu $|d_{a,i} - d_{b,i}|$ gebildet wird, vgl. Gleichung (3.7). Während sich am rechten Rand des Evaluationsintervalls der Abstand $d_{b,i}$ zur unteren Korridorkante in den beiden Varianten früher unterscheidet (Variante 1 beginnt bereits ab B_j^n stets den

längeren Abstand zum Punkt $K_{j,b}^n$ auf der unteren Korridorkante zu verwenden), bleibt der Abstand $d_{a,i}$ zur oberen Korridorkante deutlich länger für beide Varianten gleich. Da der Abstand $d_{a,i}$ hier der kleinere ist, steht dieser in Gleichung (3.7) im Zähler. Die Differenz $|d_{a,i} - d_{b,i}|$ im Nenner wächst aber für Variante 1 schneller an, während beide Varianten noch das gleiche $d_{a,i}$ verwenden. Aufgrund dessen ist \tilde{c}_{V1} geringfügig niedriger als \tilde{c}_{V3} .



- (a) Variante 1: Zur Berechnung der Abstände werden nur Punkte innerhalb des Auswertintervalls verwendet; für alle weiteren Punkte ab B_j^n wird zur Berechnung von d_b stets der Punkt $\hat{K}_{j,b}^n$ herangezogen
- (b) Variante 2: Nur Datenpunkte mit tatsächlich kürzestem Abstand innerhalb des Auswertintervalls werden ausgewertet; Auswertung endet somit bei B_j^n
- (c) Variante 3: Zur Berechnung des kürzesten Abstands werden zusätzliche Datenpunkte außerhalb des Auswertintervalls herangezogen (siehe $\hat{A}_{b,N}^n$, $\hat{K}_{b,N}^n$)

Abbildung 3.10: Varianten für den Umgang mit den Datenpunkten an den Grenzen des Auswertintervalls

Variante 2 erscheint für die Verwendung unangebracht, da diese einen kürzeren Kurvenabschnitt vergleicht, als der Nutzer von CoSi ausgewählt hat und erwartet. Variante 3 erscheint plausibel, da dabei stets der kürzeste Abstand verwendet wird und der Trend der Kurven im weiteren Verlauf mitberücksichtigt wird. Allerdings kann dies im praktischen Einsatz zusätzlichen Aufwand bedeuten. Es muss sichergestellt werden, dass sämtliche Signale zwingend länger sind als das Auswertintervall, damit garantiert wird, dass der kürzeste Abstand von b^n stets die Lotrechte auf a^n und die Korridorkanten ist. In Messungen und Simulationen ist somit entsprechender Vor- und Nachlauf vorzusehen. Ein Vergleich von Kurven über deren gesamte Länge ist mit Variante 3 demnach nicht möglich, sondern nur mit Variante 1. Ist für den Anwender der Kurvenverlauf außerhalb des gesetzten Evaluationsintervalls nicht relevant und soll nicht in die Bewertung eingehen, ist ebenfalls Variante 1 zu verwenden. Da nicht für alle im folgenden verwendeten Signale sichergestellt war, über das gesetzte Intervall hinaus eine ausreichende Länge zu besitzen, kommt im Rahmen dieser Arbeit Variante 1 zur Anwendung.

Da der Korridorfaktor \tilde{c} im wesentlichen nur die Form der beiden Kurven miteinander vergleicht, werden weitere Faktoren benötigt, um die Lage der Kurven zueinander und die Phasen der Kurve zu vergleichen. Dazu wird die Abbildung 3.11 betrachtet. Dort sind eine generische Basiskurve $a(t)$ und der dazugehörige Korridor dargestellt. Zwei Kurven werden dazu verglichen, zum einen die Kurve $b(t)$

und zum anderen die Kurve $z(t)$. Beide Kurven verlaufen im dargestellten Ausschnitt innerhalb des Korridors. Die Kurve $b(t)$ verläuft gleichphasig mit $a(t)$ und weist lediglich einen konstanten Abstand auf. Dahingegen verläuft die Kurve $z(t)$ weitestgehend gegenphasig zu $a(t)$. Im Ergebnis eines objektiven Vergleichs soll dies ersichtlich sein und somit die Übereinstimmung zwischen $b(t)$ und $a(t)$ höher bewertet werden als zwischen $z(t)$ und $a(t)$. Der Korridorfaktor \tilde{c} alleine reicht dafür nicht aus. Da in diesem Beispiel beide Kurven innerhalb des um $a(t)$ gelegten Korridor verlaufen, werden die beiden Kurven als Ergebnis der im Mittel fast gleichen Abstände hier ungerechtfertigter Weise auch quasi gleich bewertet.

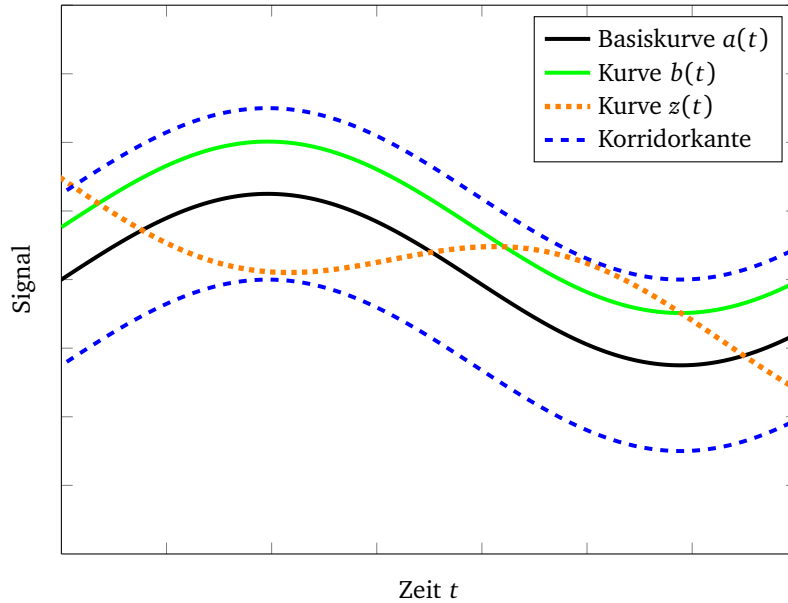


Abbildung 3.11: Beispiel zur Illustration der Notwendigkeit eines weiteren Faktors zur Beurteilung des Phasenunterschiedes zwischen den Kurven; somit wird realisiert, dass die Übereinstimmung der Kurven $a(t)$ und $b(t)$ besser bewertet wird, als die von $a(t)$ und $z(t)$

Deshalb wird ein zweiter Qualitätsfaktor eingeführt, der Phasenfaktor P . Dazu wird auf die Formulierung GP in [71] zur Bewertung der Phase zurückgegriffen (siehe auch Abschnitt 3.2). Zunächst werden in gleicher Weise drei Integrale für die im Intervall $[t_1; t_2]$ zu vergleichenden Kurven $a(t)$ und $b(t)$ formuliert:

$$\begin{aligned}\vartheta_{aa} &= (t_2 - t_1)^{-1} \int_{t_1}^{t_2} a^2(t) dt, \\ \vartheta_{bb} &= (t_2 - t_1)^{-1} \int_{t_1}^{t_2} b^2(t) dt \text{ und} \\ \vartheta_{ab} &= (t_2 - t_1)^{-1} \int_{t_1}^{t_2} a(t)b(t) dt.\end{aligned}\tag{3.8}$$

Anhand dieser Integrale wird in [71] ein sog. „phase error factor“ $GP = 1 - \vartheta_{ab} / \sqrt{\vartheta_{aa}\vartheta_{bb}}$ definiert. Hier wird dieser modifiziert und als Phasenfaktor

$$P = \frac{1}{2} \cdot \left(3 - \frac{\vartheta_{ab}}{\sqrt{\vartheta_{aa}\vartheta_{bb}}} \right)\tag{3.9}$$

definiert. Durch diese Modifikation wird erreicht, dass bei Identität der beiden Kurven $a(t) = b(t)$ oder bei gleichphasigen Kurven mit nur unterschiedlichen Amplituden $a(t) = \kappa \cdot b(t)$, mit $\kappa > 0$ sich $P = 1$

ergibt. Der Phasenfaktor P steigt mit zunehmenden Phasenunterschied an, bis zum Wert $P = 2$ wenn die Kurven genau gegenphasig sind. Folglich lässt sich dieser Faktor P als Straffaktor verstehen und mit dem Korridorfaktor \tilde{c} multiplizieren. Dies ergibt somit den „phasensensitiven Korridorfaktor“

$$c = P \cdot \tilde{c}. \quad (3.10)$$

Dadurch wird erreicht, dass bei Unterschieden in der Phase der Korridorfaktor entsprechend erhöht wird, bis hin zu einer Verdopplung mittels $P = 2$. Somit wird im Beispiel der Abbildung 3.11 der Unterschied zwischen den Kurven in der Bewertung durch den phasensensitiven Korridorfaktor berücksichtigt und die Kurve $b(t)$ wird besser bewertet als $z(t)$.

3.4.3 Bestimmung des Zeit-Shifts

Wie eingangs und in der Anforderung c) (Seite 34), erwähnt, ist nicht eindeutig bestimmt, zu welchem gemeinsamen Zeitpunkt zwei Signale miteinander zu vergleichen sind. Die Signale aus verschiedenen Versuchen und Simulationen können willkürlich auf der Zeitachse positioniert sein. Der Nullzeitpunkt als Signalstartwert ist nicht festgelegt. Daher wird ein Kriterium benötigt, um den Zeit-Shift Δt zu bestimmen und den jeweiligen Beginn der Signale zu synchronisieren. Es wird postuliert, dass sich Δt durch die bestmögliche, erreichbare Übereinstimmung zwischen zwei Kurven ergibt. Die beste Übereinstimmung bestimmt sich durch das Minimum des phasensensitiven Korridorfaktors c . Damit ist Δt die Verschiebung in entweder positive oder negative Richtung, die auf die Kurve $b(t)$ aufgebracht wird, um $\min c$ zu erreichen. Die endgültige Bewertung mittels des phasensensitiven Korridorfaktors c aus Gleichung (3.10) findet demnach zwischen $a(t)$ und $b(t + \Delta t)$ statt. Der mögliche Zeit-Shift wird durch die Gesamtlängen der beiden Kurven und die Wahl des Evaluationsintervalls $[t_1; t_2]$ beschränkt. Die Gesamtlänge der Kurve $b(t)$ sei $[t_0; t_{\text{end}}]$, mit $t_0 \leq t_1$ und $t_{\text{end}} \geq t_2$. Bei der Bestimmung des Zeit-Shifts ist sicherzustellen, dass das Intervall $[t_1; t_2]$ die Kurven enthält. Demnach ist der mögliche Zeit-Shift Δt durch die untere Grenze $\Delta t^L = t_2 - t_{\text{end}}$ und die obere Grenze $\Delta t^U = t_1 - t_0$ beschränkt.

Ferner ist die beste erreichbare Übereinstimmung nicht nur von Δt abhängig, sondern auch von dem Verhältnis der maximalen Amplituden der beiden Kurven zueinander

$$v_y = \frac{\max(|a(t)|)}{\max(|b(t)|)}. \quad (3.11)$$

Unter Berücksichtigung der Forderung, dass die beste Übereinstimmung besteht, wenn die Kurven in ihrer Form übereinstimmen, wird eine weitere Variable s eingeführt, um die Kurve $b(t)$ zu skalieren

$$b_s(t) = s \cdot b(t). \quad (3.12)$$

Die Werte von s werden durch diskrete Stufen, innerhalb der unteren Grenze $s^L = 0,75 \cdot v_y$ und oberen Grenze $s^U = 1,25 \cdot v_y$, variiert. Durch Variation der beiden Variablen Zeit-Shift Δt und Skalierungsfaktor s lassen sich auch die Unsicherheiten bzgl. der zweiten Kurve $b(t)$ abbilden, um die Anforderung b) (Seite 34) hinsichtlich Berücksichtigung von Unsicherheiten in beiden Kurven zu erfüllen.

Das Finden der besten Übereinstimmung lässt sich als Optimierungsproblem formulieren:

$$\min c(s, \Delta t), \quad (3.13)$$

so dass

$$\begin{aligned} s^L &\leq s \leq s^U \\ \Delta t^L &\leq \Delta t \leq \Delta t^U. \end{aligned}$$

Das Optimum c^* an der Stelle $(s^*, \Delta t^*)$ bestimmt nicht nur den optimalen Zeit-Shift Δt^* , sondern auch den optimalen Skalierungsfaktor s^* . Im Rahmen dieser Arbeit wird das Optimierungsproblem (3.13)

durch einen vollständigen Versuchsplan gelöst. Dies bedeutet, es werden alle möglichen Kombinationen von s mit Δt berechnet.

Mit Δt^* werden die Kurven so übereinandergelegt, um hinsichtlich Form und Phase bestmöglich übereinzustimmen. Anhand von s^* erhält man eine Information darüber, wie gut die Amplituden der beiden Kurven miteinander übereinstimmen. Je mehr s^* von 1,0 abweicht, desto mehr müsste $b(t)$ skaliert werden, um die Übereinstimmung mit $a(t)$ zu erhöhen. Wenn s^* in dem Bereich liegt, der durch die Unsicherheit in der Ergebniskurve bzgl. Amplitudenhöhe herrscht, kann dies als gute Übereinstimmung bewertet werden. Ferner lässt sich so mit Hilfe von s^* bei mehreren Kurvenvergleichen feststellen, ob in Versuch oder Simulation eine systematische Abweichung zu erkennen ist.

Die schlussendliche Bewertung der Übereinstimmung erfolgt an der Stelle ($s = 1, 0, \Delta t = \Delta t^*$), d. h. die unskalierte, geshiftete Kurve $b(t + \Delta t^*)$ wird mit $a(t)$ verglichen und anhand der Qualitätsfaktoren \tilde{c} , P und $c = P \cdot \tilde{c}$ bewertet. P (siehe Gleichung (3.9)) ist von der Skalierung der Kurven unabhängig.

Im Anwendungskontext der Sensing-Signale ist das Kurvensegment mit den Anstiegen zu den höchsten Peaks für den Vergleich entscheidend und soll daher im Evaluationsintervall enthalten sein [91]. Deshalb bietet es sich an, zur Lösung des Optimierungsproblems gemäß Gleichung (3.13) den möglichen Zeit-Shift einzuschränken, um auch nur die physikalisch sinnvollen Lösungen zuzulassen und den Rechenaufwand zu reduzieren. Dazu wird nicht nur gefordert, dass das globale absolute Maximum sich stets im Evaluationsintervall befindet, sondern auch alle lokalen Extrema, für die gilt $|b_i^{\text{ext}}| > 0.5 \cdot \max(|b(t)|)$. Um jedoch dem Lösungsalgorithmus noch genügend Freiheit im Verschieben der Kurve zu ermöglichen, wird nur von den Extrema verlangt immer im Intervall enthalten zu sein, wenn der Bereich dieser Extrema vom niedrigsten t -Wert bis zum größten t -Wert nicht mehr als ein Viertel des Evaluationsintervalls $[t_1; t_2]$ abdeckt. Wird ein größerer Teil des Intervalls abgedeckt, werden schrittweise die Extrema mit den höchsten t -Werten von der Anforderung befreit, stets im Intervall enthalten sein zu müssen. Jene Extrema treten am weitesten hinten im Signalverlauf auf, und sind daher für die Anwendung hinsichtlich der Auslösung der Rückhaltesysteme entsprechend unwichtiger. Durch diese Einschränkung lässt sich zudem sicherstellen, dass der „Beginn“ des Signals mit dem für Sensing wichtigen höchsten Peak im Vergleich enthalten ist und der Zeit-Shift Δt^* somit physikalisch sinnvoll bestimmt wird.

3.4.4 Verfahren zum Vergleich zweier Kurven

Im obigen Abschnitt wurde die Methode vorgestellt, wie CoSi die Übereinstimmung zweier Kurven bewertet. Allerdings gilt es noch die Anforderung d) aus Abschnitt 3.3 zu erfüllen, wonach das Verfahren symmetrisch sein soll. Mit der in Abschnitt 3.4.2 erläuterten Berechnung von \tilde{c} ist dies nicht zwangsläufig der Fall. Ursächlich dafür ist, dass der jeweils bewertete Datenpunkt B_i^n hinsichtlich der kürzesten Distanz zu der Basiskurve und zu den Rändern des Korridors bewertet wird. Werden nun die Rollen der beiden Kurven vertauscht, können sich die Punktpaare, die zur Berechnung der Abstände $d_{a,i}$, $d_{b,i}$ und $d_{c,i}$ und des Faktors \tilde{c}_i gemäß Gleichung (3.6) bzw. (3.7) benötigt werden entsprechend ändern. Dies ist in den Abbildungen 3.13b und 3.13c verdeutlicht. Dort ist die Rolle der Kurven vertauscht, erkennbar daran, um welche Kurve der Korridor konstruiert ist. Da nicht die identischen Punktpaare zur Berechnung von \tilde{c}_i herangezogen werden, wird auch der Korridorfaktor \tilde{c} (Gleichung (3.5)) nicht gleich sein. Um die Symmetrie-Anforderung mit CoSi zu erfüllen wird deshalb für den Vergleich und die Bewertung zweier Kurven der folgende Prozess angewandt. Die wesentlichen Schritte sind in dem Programmablaufplan in Abbildung 3.12 dargestellt. Zur weiteren Illustration der jeweiligen Schritte dient Abbildung 3.13.

Zunächst ist eine Kurve als Basiskurve für den Vergleich zu wählen. Anhand dieser Kurve werden das Evaluationsintervall $[t_1; t_2]$ bestimmt und die Varianzen bzw. Unsicherheiten Δx und Δy festgesetzt, die bei einem Vergleich berücksichtigt werden sollen und dazu dienen, den Korridor zu bilden, siehe Abschnitt 3.4.1.

In der Abbildung 3.13a ist für die Verdeutlichung der Vergleichsschritte die Kurve „Versuch“ als Basiskurve $a(t)$ gewählt. Daher wird im Schritt 1 der Korridor um diese Kurve konstruiert und die Kurve „Simulation“ (demnach als Kurve $b(t)$) dazu verglichen. D. h. es wird für diese Konfiguration das

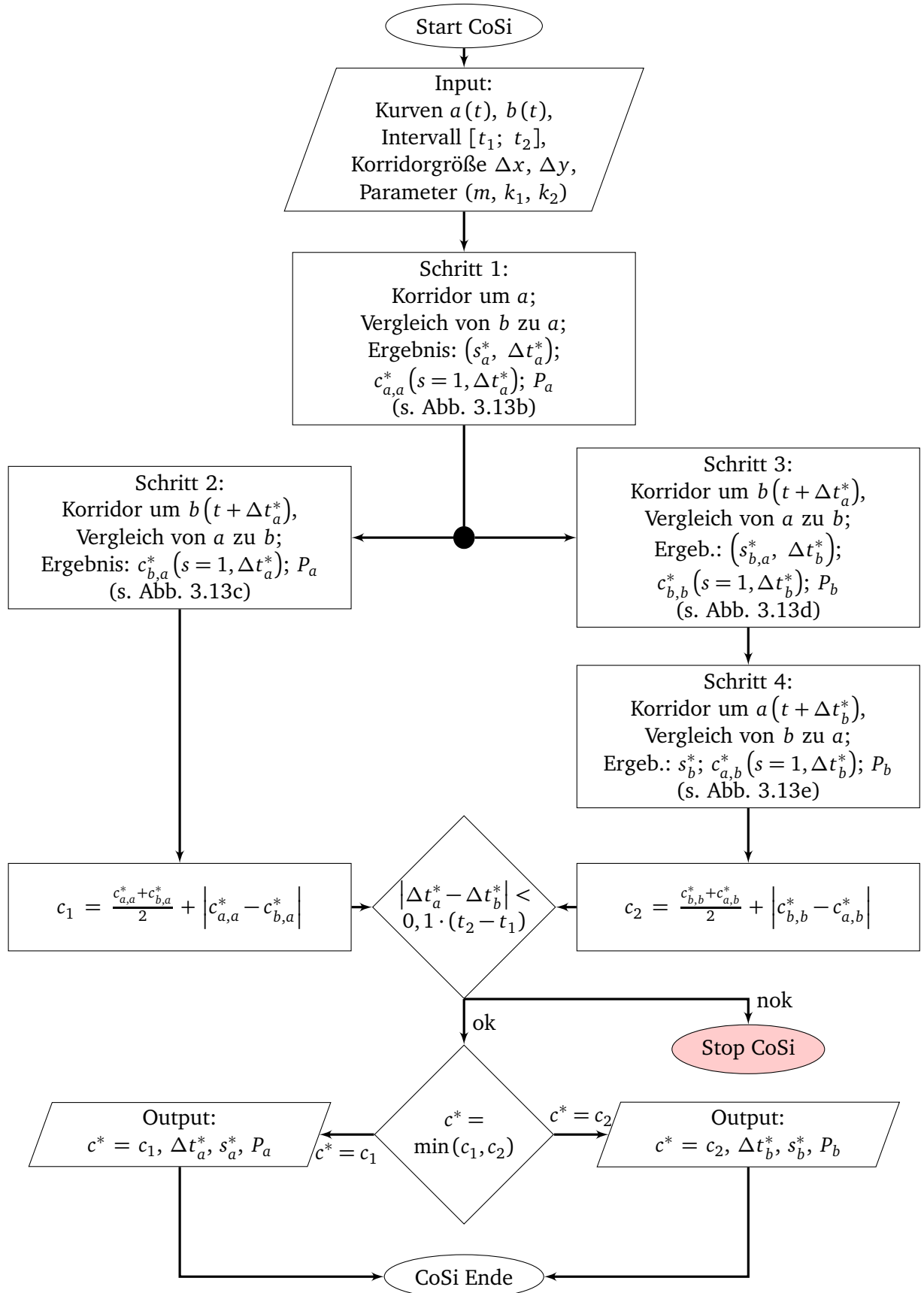


Abbildung 3.12: CoSi: Programmablaufplan der wesentlichen Schritte

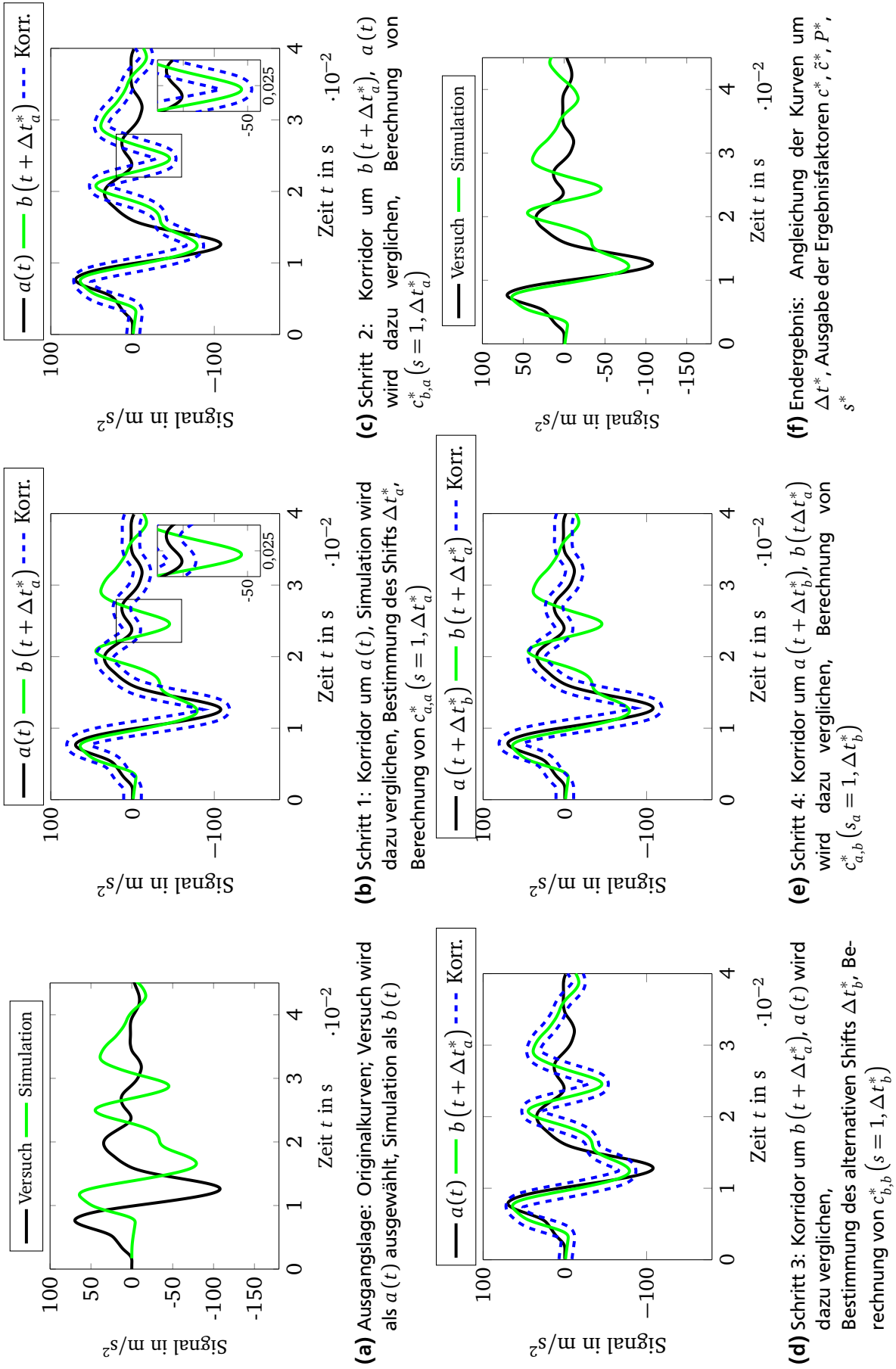


Abbildung 3.13: Illustration der Schritte zum Vergleich zweier Kurven

Optimierungsproblem gemäß Gleichung (3.13) gelöst und $(s_a^*, \Delta t_a^*)$ bestimmt. Die Bewertung erfolgt anschließend mit der verschobenen, unskalierten Kurve $b(t + \Delta t_a^*)$. Es ergibt sich somit der phasensensitive Korridorfaktor $c_{a,a}^*(s = 1, \Delta t_a^*)$. Anschließend werden die Rollen der beiden Kurven vertauscht. Der Korridor, definiert durch Δx und Δy , wird nun um die Kurve $b(t + \Delta t_a^*)$ konstruiert, und die Kurve $a(t)$ direkt dazu verglichen. Daraus resultiert der phasensensitive Korridorfaktor $c_{b,a}^*(s = 1, \Delta t_a^*)$. Das Optimierungsproblem wird hier nicht nochmals gelöst, sondern unter Verwendung von Δt_a^* werden direkt die Qualitätsfaktoren gemäß den Gleichungen (3.5), (3.9) und (3.10) berechnet. Aus den beiden Ergebnissen $c_{a,a}^*$ und $c_{b,a}^*$ wird nun ein gesamter phasensensitiver Korridorfaktor berechnet

$$c_1 = \frac{c_{a,a}^* + c_{b,a}^*}{2} + \left| c_{a,a}^* - c_{b,a}^* \right|. \quad (3.14)$$

Es ist nicht sinnvoll, alleine den Mittelwert der beiden Faktoren $c_{a,a}^*$ und $c_{b,a}^*$ zu verwenden, um zu vermeiden, dass sich eine gute Bewertung in der einen Richtung mit einer schlechten Bewertung in der anderen ausgleicht. Deshalb wird in Gleichung (3.14) zu dem Mittelwert ein Strafterm aus der betragsmäßigen Differenz von $c_{a,a}^*$ und $c_{b,a}^*$ hinzuaddiert. Somit gilt für den gesamten phasensensitiven Korridorfaktor c_1 immer $c_1 \geq c_{a,a}^*$ und $c_1 \geq c_{b,a}^*$. Je besser die beiden Kurven übereinstimmen, desto ähnlicher sind sich die beiden Faktoren und der Strafterm geht gegen Null. Ist der Unterschied in den Kurven größer, ist die Gesamtbewertung somit immer schlechter als die schlechtere der beiden Einzelbewertungen.

Im Schritt 3 (siehe Abbildung 3.13d) wird überprüft, ob mit der Ausgangslage aus Abb. 3.13c eine bessere Übereinstimmung der Kurven gefunden wird. D. h. das Optimierungsproblem, Gleichung (3.13), wird gelöst und der Zeit-Shift Δt_b^* bestimmt. Es ist wichtig, mit der bereits verschobenen Kurve $b(t + \Delta t_a^*)$ den Vergleich durchzuführen und nicht mit der Kurve $b(t)$ in ihrer Originalposition. Da die anfängliche Lage von $a(t)$ und $b(t)$ auf der Zeitachse völlig willkürlich ist, würde letzteres verlangen, dass ein neues Evaluationsintervall anhand der Lage der Kurve $b(t)$ auf der Zeitachse festzulegen wäre. Um dies zu vermeiden, dient das Ergebnis aus Schritt 1 als Startposition. Für den Fall, dass diese Startposition nicht geeignet ist, da Δt_a^* nicht zu einer physikalisch sinnvollen Angleichung führte, lässt sich die Differenz von Δt_a^* und Δt_b^* dafür als Indikator verwenden. Dies wird weiter unten betrachtet. Zunächst ergeben sich, analog zu oben, die beiden Ergebnisse $c_{b,b}^*(s = 1, \Delta t_b^*)$ und $c_{a,b}^*(s = 1, \Delta t_b^*)$ (siehe Abb. 3.13d und 3.13e). Daraus wird der zweite phasensensitive Korridorfaktor berechnet

$$c_2 = \frac{c_{b,b}^* + c_{a,b}^*}{2} + \left| c_{b,b}^* - c_{a,b}^* \right|. \quad (3.15)$$

Nun gilt es die Übereinstimmung des Kurvenpaares abschließend zu bewerten. Gemäß des Postulats aus Kapitel 3.4.3 soll die beste Übereinstimmung gefunden werden. Demnach ist das Ergebnis des Kurvenvergleichs

$$c^* = \min(c_1, c_2) \quad (3.16)$$

und entsprechend entweder $\Delta t^* = \Delta t_a^*$ oder $\Delta t^* = \Delta t_b^*$. Ferner ist die Differenz zwischen Δt_a^* und Δt_b^* ein weiterer nützlicher Indikator für die Qualität des gefunden Zeit-Shifts und für den Grad der Übereinstimmung. Auch hier gilt, ähnlich wie oben bei den beiden Korridorfaktoren, je besser die Kurven übereinstimmen, desto kleiner wird der Unterschied zwischen Δt_a^* und Δt_b^* sein und in beiden Schritten werden die Kurven mit ähnlichem oder gar gleichem Zeit-Shift miteinander verglichen. Ist der Unterschied zu groß, als Wert dafür wird 10 % der Intervalllänge $[t_1; t_2]$ auf Basis erster Erfahrungen empfohlen, ist nach der Verwendung von CoSi visuell zu prüfen, welche der beiden Verschiebungen physikalisch sinnvoll ist oder ob der Grad der Übereinstimmung gar so schlecht ist, dass ein Vergleich der beiden Kurven nicht sinnvoll ist.

Somit gibt CoSi schlussendlich die Ergebnisfaktoren \tilde{c}^* , c^* , P , s^* und Δt^* aus, anhand derer die Übereinstimmung der Kurven bewertet werden (siehe Abb. 3.13f). Dabei ist die Wahl der einen Kurve als

Basiskurve nur relevant, um das Auswertintervall und die Korridorgröße festzulegen. Im Bewertungsergebnis ist lediglich der Skalierungsfaktor s^* von dieser Wahl abhängig, da dieser ja anzeigt, mit welchem Faktor die Ergebniskurve skaliert werden müsste, um die beste Übereinstimmung mit der Basiskurve zu erzielen. Entsprechend erfolgt die Ausgabe des Skalierungsfaktors entweder als $s^* = s_a^*$, $s^* = s_b^*$ oder als jeweiliger Kehrwert.

Eine abschließende Übersicht der Ergebnisfaktoren und deren Bedeutung wird in der Tabelle 3.1 gegeben. Im folgenden Abschnitt wird die Anwendung von CoSi an einem konkreten Beispiel demonstriert und ferner aufgezeigt, wie sich die Ergebnisfaktoren nutzen und interpretieren lassen. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit werden der Einfachheit halber und zur leichteren Lesbarkeit die Ergebnisfaktoren von CoSi ohne den Superskript * angegeben.

Tabelle 3.1: Übersicht der Ergebnisfaktoren von CoSi

Zeichen	Name	Bedeutung	Wertbereich	Optimum
Δt	Zeit-Shift	Verschiebung der Ergebniskurve b gegenüber a zum Erreichen bester Übereinstimmung		
s	Skalierungsfaktor	Skalierung der Amplituden von b zum Erreichen bester Übereinstimmung mit a	$s \geq 0$	$s = 1$
\tilde{c}	Korridorfaktor	Maß, wie gut die Ergebniskurve in den Korridor passt	$\tilde{c} \geq 0$	$\tilde{c} = 0$
P	Phasenfaktor	Maß, wie gut die Phasen der Kurven übereinstimmen	$1 \leq P \leq 2$	$P = 1$
$c = P \cdot \tilde{c}$	Phasensensitiver Korridorfaktor	Umfassendes Maß für den Übereinstimmungsgrad zweier Kurven	$c \geq 0$	$c = 0$

3.5 Verwendung von CoSi und Diskussion der Eigenschaften

Nachdem im vorstehenden Kapitel die Funktionsweise von CoSi detailliert vorgestellt wurde, wird nun erläutert, wie sich CoSi konkret anwenden lässt, was es dabei zu beachten gilt und welche Eigenschaften CoSi aufweist. Dem folgend wird die Leistungsfähigkeit von CoSi im Vergleich zu anderen Metriken aus der Literatur überprüft.

3.5.1 Kurven- und Parameterinput für CoSi

Es wird empfohlen, für das Pre-Processing der zu vergleichenden Datenpunkte den Empfehlungen aus [83] zu folgen. Damit wird sichergestellt, dass die Bewertung und die Ergebnisse stimmig und schlüssig sind.

- Abtastrate:
Es wird empfohlen, dass die Basiskurve und die Ergebniskurve mit der gleichen Abtastrate aufgezeichnet werden. Dadurch wird sichergestellt, dass die Konstruktion der Korridore um die jeweilige Kurve anhand der gleichen Anzahl an Datenpunkten erfolgt und somit der jeweiligen Kurve mit dem gleichen Detaillierungsgrad folgt. Und ferner wird erreicht, dass auch die Berechnung des Korridorfaktors \tilde{c} auf Basis der gleichen Punktzahl erfolgt. Insbesondere bei oszillierenden Kurven schließt man so aus, dass Unsicherheiten im Verlauf oder Diskrepanzen durch unterschiedliche Abtastraten auftreten.

- Filter:
Für einen konsistenten Vergleich sollten aus dem gleichen Grund wie bei dem Punkt „Abtastrate“ auch beide Kurven mit dem gleichen Filter nachbearbeitet werden.
- Synchronisierung:
Laut [83] sollen die Zeitachsen der Kurven vor Verwendung der Metrik so synchronisiert werden, dass sie bereits richtig übereinander liegen. Für CoSi ist dies hingegen nicht zwingend nötig. Laut Anforderung c) in Abschnitt 3.3, realisiert durch das in Abschnitt 3.4.3 beschriebene Prozedere, ist CoSi dazu automatisch in der Lage.

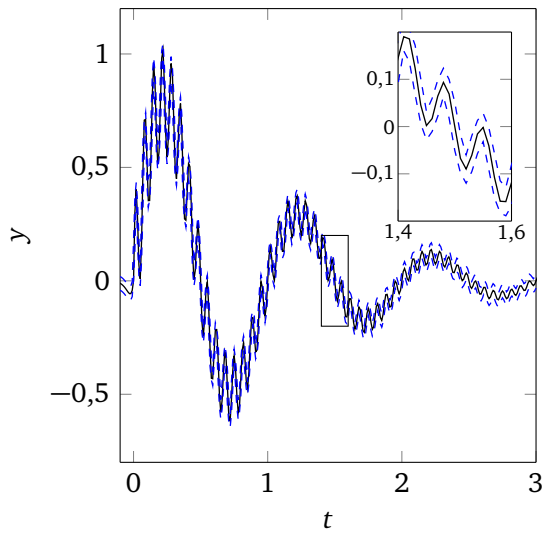
Eine der Kurven ist stets als Basiskurve auszuwählen. Anhand dieser Kurve wird das Evaluationsintervall gewählt, als der Bereich, der für den Vergleich der Kurven relevant ist. Bei der Wahl des Intervalls ist darauf zu achten, dass es nicht länger als die Länge der jeweiligen Kurven ist. Ferner gilt es den Korridor zu definieren. Dazu werden die Werte der zulässigen Abweichung auf der Abszisse als $\pm\Delta x$ und auf der Ordinate als $\pm\Delta y$ definiert. Wie der Anwender durch die Wahl der Korridorgröße CoSi seinen Ansprüchen entsprechend nutzen kann, wird im Abschnitt 3.5.2 erläutert.

Zuvor wird noch abschließend auf die Ausführungsparameter eingegangen, die der Anwender justieren kann. Aufgrund der Anforderung e) war es das Bestreben, deren Anzahl so niedrig wie möglich zu halten. Anhand der Parameter k_1 , k_2 und m lässt sich einstellen, wie mit zunehmendem Abstand eines Datenpunktes der Vergleichskurve von der Basiskurve der Wert von \tilde{c} ansteigt (siehe Abb. 3.9). Hier wird, wenn nicht anders angegeben, stets mit $k_1 = k_2 = m = 1$ gearbeitet. Damit wurden in der Anwendung gute Erfahrungen gesammelt. Zuletzt ist es möglich, den Bereich festlegen, in dem die Vergleichskurve durch den Faktor s skaliert wird, um die beste Übereinstimmung mit der Basiskurve zu finden. Als Basis dient stets das Verhältnis der Maxima der beiden Kurven zueinander und wird mit der Standardeinstellung um $\pm 25\%$ in 20 diskreten Stufen angepasst. Der Nutzer kann diesen Bereich vergrößern oder verkleinern und die Auflösung entsprechend seinen Anforderungen an die Genauigkeit anpassen. Da damit eine Variable des Optimierungsprozesses nach Gleichung (3.13) variiert wird, kann sich die Rechenzeit, bis eine Lösung gefunden wird, entsprechend verlängern oder verkürzen. Wenn keine besonderen Anforderungen vorliegen, werden für die Parameter die hier verwendeten Standardeinstellungen empfohlen.

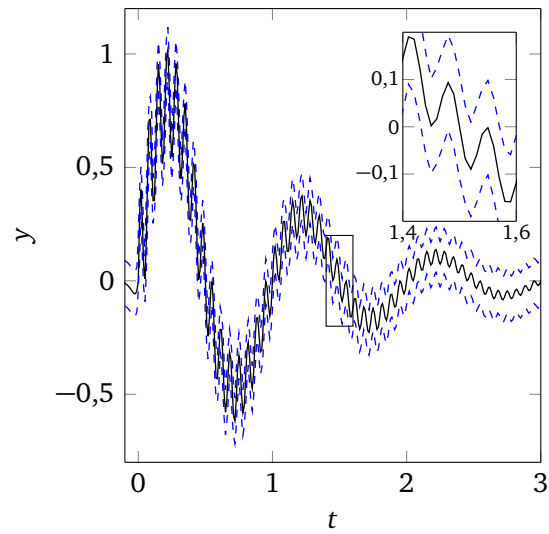
3.5.2 Wahl der Korridorgröße

Bei der Wahl der Korridorgröße durch Δx und Δy wird empfohlen, sich entweder daran zu orientieren, welche Unsicherheiten oder Streuungen erwarten werden, oder welche Abweichung von der Basiskurve noch akzeptiert werden kann. Durch die Wahl von Δx und Δy können je nach Kurvencharakteristik verschiedene Effekte in der Korridorform erreicht werden. Es obliegt dem Anwender zu entscheiden, was für ihn und seinen Anwendungsfall angebracht ist und die Größe entsprechend zu wählen. Dabei empfiehlt es sich, die folgende Faustregel zu beachten, um einen Korridor adäquater Form zu erhalten. Zur Verdeutlichung wird die Kurve $a(t) = e^{-t} \sin(2\pi t) + 0,3e^{-t} \sin(30\pi t)$ verwendet, siehe Abbildung 3.14. Die dortige gedämpfte Sinusschwingung mit Periode $T_1 = \frac{2\pi}{2\pi} = 1$ ist mit einem höherfrequenten, ebenfalls gedämpften Rauschen der Periode $T_2 = \frac{2\pi}{30\pi} = \frac{1}{15} = 6,67 \cdot 10^{-2}$ überlagert. Es ist nun durch die Wahl der Korridorgröße möglich, entweder nur die Grundschwingung zu betrachten und das Rauschen im Korridor „herauszufiltern“ oder es zu berücksichtigen. Dabei zeigt sich, dass, um eine Schwingung auch im Korridor abzubilden, für die Korridorgröße in x -Richtung $\pm\Delta x$ circa 10% der Periode (oder weniger) gewählt werden sollte. Verschiedene Korridorgrößen sind in Abbildung 3.14 dargestellt. In Abb. 3.14a ($\Delta x = \pm 0,1T_2$, $\Delta y = \pm 0,03$) sieht man, wie der Kurve $a(t)$ sehr präzise gefolgt wird. Wird zunächst nur Δy vergrößert (Abb. 3.14b, $\Delta x = \pm 0,1T_2$, $\Delta y = \pm 0,1$) erkennt man, wie weiterhin die Schwingung des überlagernden Rauschens abgebildet wird und in y -Richtung mehr Abweichung zugelassen wird. Soll das überlagernde Rauschen im Korridorverlauf nicht berücksichtigt werden, lässt sich dieses durch Erhöhen von Δx erreichen, beispielsweise in diesem Fall auf die Periodenlänge des Rauschanteils, die etwas weniger als 10% der Grundschwingung von $a(t)$ beträgt,

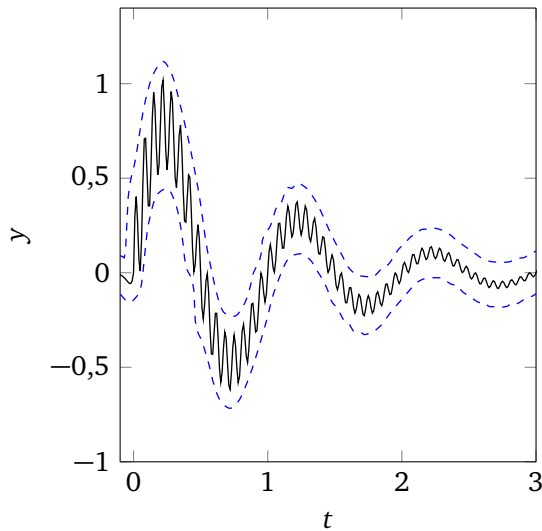
(Abb. 3.14c, $\Delta x = \pm T_2 \approx \pm 0,1 T_1 = 0,067$, $\Delta y = \pm 0,1$). Erhöht man nun wiederum Δy , bleibt die Grundschiwingung weiter im Korridor sichtbar, nun zusätzlich mit entsprechend definiertem Abstand in y -Richtung (Abb. 3.14d, $\Delta x = 0,067$, $\Delta y = \pm 0,3$).



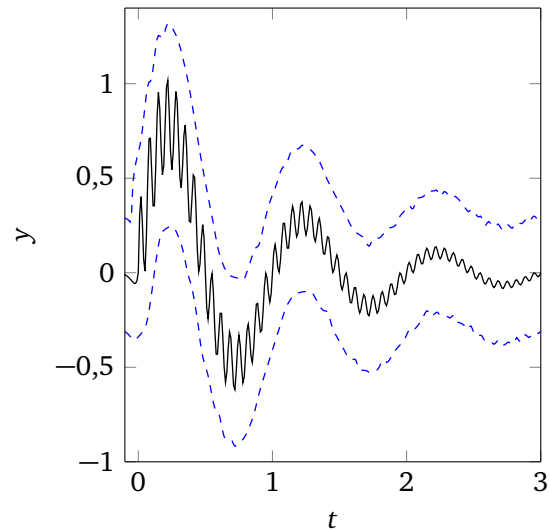
(a) Korridor der Größe $\Delta x = \pm 0,1 T_2$, $\Delta y = \pm 0,03$



(b) Korridor der Größe $\Delta x = \pm 0,1 T_2$, $\Delta y = \pm 0,1$



(c) Korridor der Größe $\Delta x = \pm T_2 \approx 0,1 T_1$,
 $\Delta y = \pm 0,1$

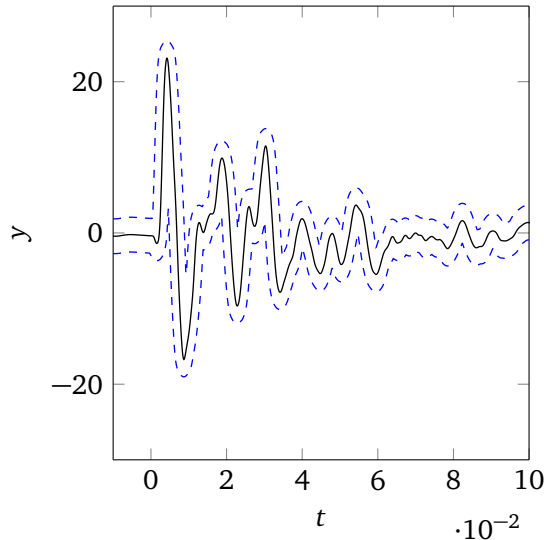


(d) Korridor der Größe $\Delta x = \pm T_2$, $\Delta y = \pm 0,3$

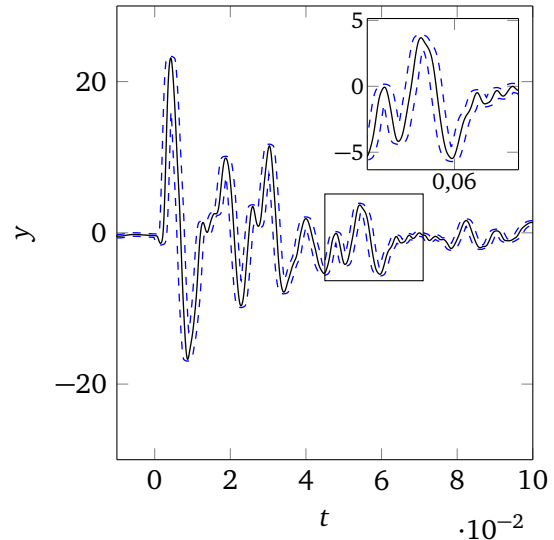
Abbildung 3.14: Auswirkung der gewählten Korridorbreiten auf die Korridorform am Beispiel einer gedämpften Sinusschwingung mit Rauschanteil

Nach dieser Grundregel lässt sich genauso bei nicht-generischen Kurven verfahren. In Abbildung 3.15 ist das Signal aus einem Misuse-Versuch dargestellt. Dort lässt sich anhand der ersten Peaks als ungefähre Periode der Grundschiwingung $T = 0,02$ abschätzen. Wählt man die Korridorgröße entsprechend den 10 % obiger Faustformel zu $\Delta x = \pm 2 \cdot 10^{-3}$ und setzt $\Delta y = \pm 0,1 \max y(t) = \pm 2,3$, so wird die Kurvenform vom Korridor präzise nachgebildet (siehe Abb. 3.15a). Auf Grund dieser Werte und der Form des ersten Peaks bei ca. $t = 5 \cdot 10^{-3}$ muss der Korridor in der inneren Krümmung einen großen Abstand zum Maximum lassen. Ist dies nicht erwünscht, lässt sich dies nur vermeiden, indem die Korridorgröße reduziert wird, z. B. auf $\Delta x = \pm 1 \cdot 10^{-3}$ und $\Delta y = \pm 0,01 \max y(t) = \pm 0,23$ (siehe Abb. 3.15b). Eine Vergrößerung von Δy auf $\Delta y = \pm 6,9$ ändert die grundlegende Form nicht, erhöht nur wiederum den

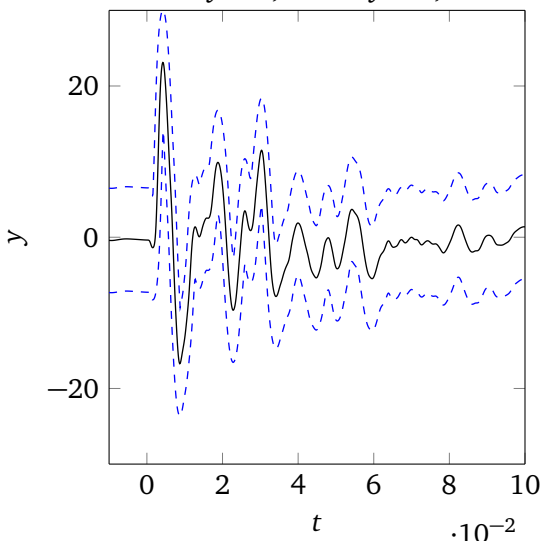
Abstand der Korridorkanten zur Kurve in y -Richtung (Abb. 3.15c, $\Delta x = \pm 1 \cdot 10^{-3}$, $\Delta y = \pm 6,9$). Wenn Δx auf beispielsweise halbe Periodenlänge erhöht wird, wird die Schwingung der Kurve im Korridor (unabhängig von Δy) weniger berücksichtigt und der Korridor nimmt die Form einer Einhüllenden an (siehe Abb. 3.15d, $\Delta x = \pm 1 \cdot 10^{-2}$, $\Delta y = 2,3$).



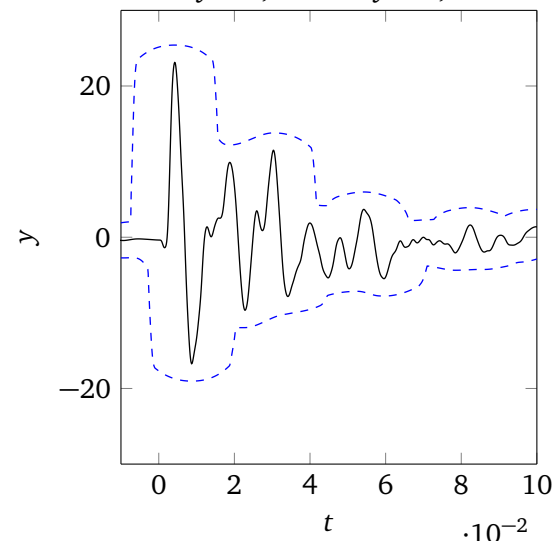
(a) Korridor der Größe $\Delta x = 2 \cdot 10^{-3}$,
 $\Delta y = 0,1 \cdot \max y = 2,3$



(b) Korridor der Größe $\Delta x = 1 \cdot 10^{-3}$,
 $\Delta y = 0,01 \cdot \max y = 0,23$



(c) Korridor der Größe $\Delta x = 1 \cdot 10^{-3}$,
 $\Delta y = 0,3 \cdot \max y = 6,9$



(d) Korridor der Größe $\Delta x = 0,5 \cdot T$,
 $\Delta y = 2,3$

Abbildung 3.15: Auswirkung der gewählten Korridorbreiten auf die Korridorform am Beispiel eines Misuse-Signals

Damit kann für die Wahl von Δx , neben Überlegungen zur Toleranz, bezüglich Unsicherheiten und Fehlerabschätzungen, als eine Faustregel etwa 5 – 10% der Periode als Grenze für die Abbildung der Schwingung im Korridor dienen. Die Wahl von Δy ist entsprechend der zu erwartenden oder zu akzeptierenden Unsicherheiten vorzunehmen. Dabei ist zu beachten, dass eine sehr strenge Wahl von Δy bei einer sehr großzügigen Wahl von Δx im Inneren der Extrema größere, vom Korridor abgedeckte Bereiche entstehen lässt, als von Δy vorgesehen. Grund hierfür ist, dass die Wahl von Δx die entscheidende Bedingung ist, ob ein konstruierter Korridorpunkt als zulässig berücksichtigt wird oder nicht (vgl. hierzu

auch Abb. 3.7). Um solche Effekte zu vermeiden, sollte Δy nicht deutlich strenger, d. h. kleiner als Δx gewählt werden.

Ferner ist hiermit gezeigt, wie vielfältig sich der Korridor in CoSi nutzen lässt, im Gegensatz zu einem einfachen herkömmlichen Korridor, wie er anhand von Abbildung 3.4a in Abschnitt 3.4.1 besprochen wurde.

3.5.3 Demonstration der Funktion von CoSi und Anwendungsbeispiele

Im Folgenden wird die Funktionalität und Anwendung von CoSi demonstriert. Es wird erklärt, wie sich die Ergebnisfaktoren nutzen und interpretieren lassen, um den Übereinstimmungsgrad von zwei Kurven objektiv zu bewerten.

Als Beispiel dienen Kurven und der Vergleich aus Abbildung 3.13. Bei den dort verwendeten Kurven handelt es sich um Signale aus Misuse-Versuchen. Die „Versuch“-Kurve wird als Basiskurve $a(t)$ gewählt. Als Bereich von Interesse wird das Evaluationsintervall von $t_1 = 0,0$ s bis $t_2 = 0,04$ s gesetzt. Um den Korridor zu konstruieren, wird auf der Zeitachse eine Abweichung von $\Delta x = \pm 1$ ms und auf der Ordinate von $\Delta y = \pm 10 \% \cdot \max |a(t)| = 2,3$ m/s² als zulässig bzw. noch akzeptabel definiert. Die „Simulation“-Kurve wird als Vergleichskurve $b(t)$ ausgewählt. Die originale Position von $b(t)$ ist in Abbildung 3.13a zu erkennen. Das Endresult, um die beste Übereinstimmung zwischen den Kurven zu erzielen, ist die von CoSi um $\Delta t = -4,5$ ms verschobene Kurve (Abb. 3.13f). Eine Angleichung der Kurven um dieses Δt ist visuell stimmig und physikalisch sinnvoll. Der Skalierungsfaktor ist $s = 0,73$. Dies bedeutet, dass im Evaluationsintervall die Amplituden der beiden Kurven, insgesamt über das Auswertintervall betrachtet, bereits gut übereinstimmen. Durch das Herunterskalieren wird von CoSi die Möglichkeit durch die Korridorbreite bei den ersten beiden Peaks ausgenutzt. Die Werte der hinteren Peaks rücken durch das Herunterskalieren näher an die Korridorkante heran, was die Übereinstimmung verbessert. Des Weiteren ergibt sich für dieses Beispiel ein Phasenfaktor von $P = 1,11$. Gemäß seiner Definition und des Wertebereichs von $[1; 2]$ zeigt dieser an, dass die beiden Kurven, unter Berücksichtigung des Zeit-Shifts $\Delta t = -4,5$ ms, in ihrer Phase gut übereinstimmen. Wichtig zur Bewertung der Übereinstimmung ist der Korridorfaktor \tilde{c} . In diesem Beispiel nimmt er einen Wert von $\tilde{c} = 1,04$ an. Dies bedeutet, dass die Kurve im Mittel die durch den Korridor vorgegebene zulässige Abweichung einhält. Damit kann die Übereinstimmung der beiden Kurven im Rahmen der definierten Streubreite als gut bezeichnet werden. Insbesondere auch die Werte von s und P unterstreichen dies. Der phasensensitive Korridorfaktor $c = 1,15$ als Produkt aus P und \tilde{c} zeigt mit einem Wert nahe 1 zusammenfassend ebenfalls die gute Übereinstimmung der Kurven an.

Als zweites Beispiel für die Funktionsweise von CoSi wird ein weiteres Kurvenpaar verwendet. Es werden nun sogleich die Ergebnisfaktoren diskutiert, bevor die eigentlichen Kurven in einer Abbildung betrachtet werden. CoSi liefert für jenes Kurvenpaar einen Zeitshift von $\Delta t = -5,2$ ms, den Skalierungsfaktor $s = 0,13$, den Phasenfaktor $P = 1,20$, einen Korridorfaktor von $\tilde{c} = 6,22$ und den phasensensitiven Korridorfaktor $c = 7,46$.

Aus diesen Werten erkennt man gemäß dem definierten Wertebereich der Faktoren (siehe Tabelle 3.1) und der grundlegenden Designidee, je größer der Wert, desto größer die Abweichung der Kurven voneinander, dass hier eine schlechte Übereinstimmung vorliegt. Betrachtet man die Werte, ist lediglich der Phasenfaktor nahe des Optimalwertes. Die um Δt verschobene Kurve stimmt demnach in ihrer Phase gut mit der Basiskurve überein. Allerdings ist der Korridorfaktor signifikant größer als 1 und somit verläuft die Vergleichskurve deutlich außerhalb des gewählten Korridors.

Der Skalierungsfaktor $s = 0,13$ unterstützt diese Einschätzung. Ein Herunterskalieren der Vergleichskurve auf 13 % der Originalamplitude wäre somit nötig, um die bestmögliche Übereinstimmung zu erzielen. Damit ist klar, dass es sich um Kurven handelt, die in ihrer Phase übereinstimmen, jedoch deutliche Unterschiede im Betrag ihrer Amplituden aufweisen. Betrachtet man sich nun die Kurven in Abbildung 3.16a und 3.16b, so findet sich diese Einschätzung bestätigt. Die dortige Korridorgröße um die Basiskurve a wurde mit $\Delta x = \pm 1$ ms und auf der Ordinate von $\Delta y = \pm 5$ m/s² festgelegt. Der Vergleich findet über den dargestellten Bereich von 0 bis 40 ms statt. Der von CoSi berechnete Zeit-Shift

$\Delta t = -5,2$ ms ist sinnvoll bestimmt, so dass die beiden Kurven, ihrem Signalbeginn und dem höchsten Peak entsprechend, stimmig übereinanderliegen. In Abb. 3.16b ist zudem die mit s skalierte Kurve b_s dargestellt und illustriert, die mit diesem Kurvenpaar bestmögliche Übereinstimmung durch Skalierung und Verschiebung der Kurve b . Ferner verdeutlicht dieses Beispiel auch, dass die Anforderung e) (Abschnitt 3.3, Seite 34) erfüllt ist. Bereits ohne Kenntnis der genauen Kurvenform lassen sich die Ergebnisfaktoren interpretieren und deutliche Rückschlüsse darauf ziehen, wie gut die Kurven übereinstimmen.

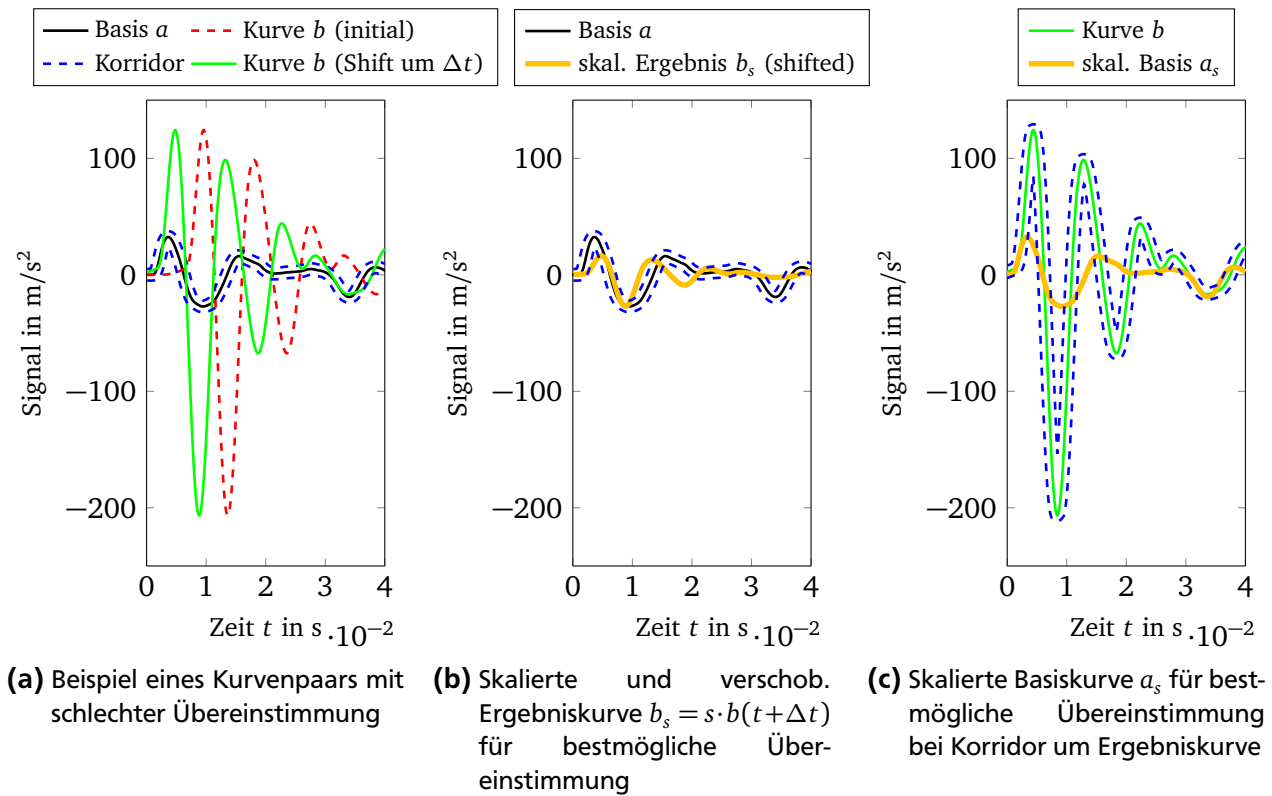


Abbildung 3.16: Beispiel zweier Kurven mit schlechter Übereinstimmung zur Diskussion der Ergebnisse von CoSi

Die weiteren Eigenschaften und Anforderungen aus Kapitel 3.3 werden im Folgenden hinsichtlich ihrer Umsetzung in CoSi betrachtet.

Die Anforderung a) bezüglich Objektivität ist erfüllt. Die beiden obigen Beispiele zeigen dies auf. Das Beurteilungsergebnis von CoSi wird anhand numerischer Werte ausgegeben, die aus sich heraus und allein stehend verständlich sind. Ferner lassen sich die Eigenschaften der Kurven unabhängig voneinander betrachten, und Form, Phase und Amplitude einzeln diskutieren, wie die obigen Beispiele demonstrieren.

Die Anforderung b) wird zum einen durch den Korridor berücksichtigt, anhand dessen sich eine Streubreite um die Basiskurve legen lässt. Zum anderen wird durch den Skalierungsfaktor s implizit die Unsicherheit bzgl. der Amplitudenhöhe in der Ergebniskurve berücksichtigt und lässt sich gleichzeitig als Maß für die Abweichung verwenden.

Anforderung c) bezüglich zeitlicher Angleichung ist ebenfalls erfüllt. Es wurde mit der Formulierung als Optimierungsproblem in Gleichung (3.13) ein eindeutiges Kriterium zur Bestimmung des Zeit-Shifts festgelegt. Anhand obiger Beispiele ist aufgezeigt, dass sowohl Kurven, die eine gute Übereinstimmung zeigen, als auch Kurven mit einer schlechten Übereinstimmung physikalisch und visuell stimmig aufeinandergelegt werden. Dadurch, dass unter Berücksichtigung der Skalierung die beste Übereinstimmung gesucht wird, gelingt es CoSi auch bei großen Amplitudenunterschieden die Kurven sinnvoll anzugleichen. Die in Abschnitt 3.4.3 erwähnte Möglichkeit auf jeden Fall sicherzustellen, dass die höchsten Amplituden im Evaluationsintervall verbleiben, kann dies zwar sicherlich begünstigen. Aber dies dient

in erster Linie zur Reduzierung der Rechenzeit zur Lösung von Gleichung (3.13). Das Ergebnis im obigen Beispiel fällt identisch aus, auch wenn man CoSi die Freiheit lässt, die maximalen Amplituden der Vergleichskurve aus dem Evaluationsintervall hinauszuschieben.

Die in d) geforderte Symmetrie der Methode ist ebenfalls erfüllt. Dies ist im Fall des zweiten, der obigen Beispiele illustriert. Bei Wahl der „Simulations“-Kurve als Basiskurve $a(t)$ erhält man die gleichen Ergebnisse. Wird der Kurvenvergleich mit den bereits angeglichen Kurven in jener Weise durchgeführt, so ergibt sich folgerichtig eine $\Delta t = 0$ ms. Der Skalierungsfaktor muss sich natürlich ändern, da dieser sich ja immer auf die gewählte Vergleichskurve bezieht. Für den Skalierungsfaktor muss sich nicht notwendigerweise der Kehrwert ergeben. Es kann also nicht davon ausgegangen werden, dass $s_a = \frac{1}{s_b}$ gilt. Deshalb resultiert dies hier, im Gegensatz zur vorherigen Variante, in einen Skalierungsfaktor $s = 1$. Anhand der Abbildung 3.16c lässt sich dies nachvollziehen. Dort ist ersichtlich, dass ein Hochskalieren der Kurve, z. B. um den Kehrwert mit Faktor $\frac{1}{0,13} = 7,69$ mitnichten die Übereinstimmung insgesamt verbessern würde, sondern allenfalls in gewissen Abschnitten der Kurve. Der Wert des Phasenfaktors P ist ohnehin definitionsgemäß unabhängig von der Reihenfolge der Wahl der Kurven (siehe Gleichungen (3.8) und (3.9)) und für den Korridorfaktor ergibt sich wie oben $\tilde{c} = 6,22$ und entsprechend $c = 7,46$.

Und letztlich ist auch Anforderung e) bzgl. der leichten Anwendbarkeit erfüllt, wie bereits oben erwähnt und die Beispiele zeigen. Nur drei Parameter sind vorhanden, die direkt auf die Berechnung von \tilde{c} Einfluss haben (m , k_1 und k_2 , siehe Gleichung (3.6) und (3.7)). Und auch diese Parameter verändern lediglich den Anstieg des Korridorfaktors. Die obige Interpretation, die allein unter Verwendung der Wertebereiche aus Tabelle 3.1 möglich ist, lässt sich auch ohne Kenntnis dieser Parametereinstellungen vornehmen. Ebenso ist die Verständlichkeit der Faktoren gegeben, so dass CoSi, wie gezeigt, einfach zu verwenden ist.

3.5.4 Einfluss verschiedener Parameter-Einstellungen

Nachdem die grundlegenden Funktionen und Eigenschaften diskutiert wurden, wird hier darauf eingegangen, wie sich das Bewertungsergebnis von CoSi durch die Parameter-Wahl ändert und beim Kurvenvergleich der Fokus auf bestimmte Charakteristika gelegt werden kann. Diese Einstellmöglichkeiten machen CoSi für eine Vielzahl von Anwendungen nutzbar.

Wie durch obige Betrachtungen gezeigt, eignen sich die Standardeinstellungen der Parameter, um die Übereinstimmung zweier Kurven im Mittel im Evaluationsintervall zu bewerten. Sind besondere Kurvencharakteristika von Bedeutung, so erlaubt das Anpassen der Einstellungen, diese im Vergleich stärker zu berücksichtigen. Bereits bei der Wahl des Evaluationsintervalls ist dies zu bedenken und es demnach so lang wie nötig und so kurz wie möglich zu wählen. Ein zu groß gewähltes Intervall verfälscht das Bewertungsergebnis, da CoSi irrelevante Kurvenbereiche in den Vergleich mit einbezieht. Ferner ist zu entscheiden, ob die Kurven von CoSi automatisch angeglichen werden sollen, oder lediglich in der vorliegenden Position verglichen werden sollen.

Um diese Möglichkeiten genauer zu betrachten, wird das Beispiel zweier generischer Kurven a und b in Abbildung 3.17 herangezogen. Auf die dort zusätzlich dargestellte Kurve c wird weiter unten gesondert eingegangen.

Die Kurven a und b sind identisch mit Ausnahme der Höhe des ersten Peaks. Im Folgenden werden drei Einstellungen betrachtet und aufgezeigt, wie sich dies auf das Ergebnis auswirkt.

- Ergebnis bei Standard-Einstellungen:

Mit den Standardeinstellungen ist CoSi in der Lage die Kurven korrekt übereinanderzulegen (siehe Abb. 3.17, $t_1 = 0$ bis $t_2 = 0,05$, $\Delta x = \pm 1 \cdot 10^{-3}$, $\Delta y = \pm 1$). Das Ergebnis in dieser Position ($\Delta t = -8,3 \cdot 10^{-3}$) ist ein phasensensitiver Korridorfaktor $c = 0,51$, ein Phasenfaktor $P = 1,04$ und ein Skalierungsfaktor $s = 1,0$. Diese Faktoren weisen auf eine sehr gute Übereinstimmung der Kurven hin. Insbesondere der Skalierungsfaktor verdient hier nähere Betrachtung: Gemäß der oben wiederholt angewandten Interpretation wird dadurch angezeigt, dass die Amplitudenhöhe im Mittel übereinstimmen und dass CoSi durch Herunterskalieren keine bessere Übereinstimmung

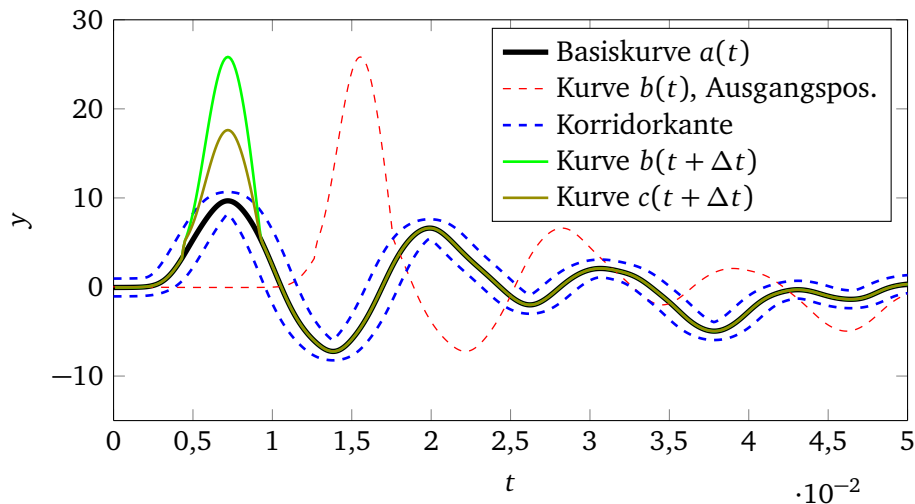


Abbildung 3.17: Beispiel identischer Kurven mit Abweichung in lediglich einem Peak zur Diskussion der Auswirkung der verschiedenen Einstellmöglichkeiten in CoSi

erzielt. Dies ist nachvollziehbar, da durch ein Herunterskalieren lediglich die wenigen Datenpunkte des höchsten Peaks profitieren, während alle anderen Datenpunkte (im weiteren Kurvenverlauf sind a und b identisch) schlechter als im Originalzustand bewertet werden würden (vgl. hierzu die Abbildung B.3 im Anhang B.2). Auch eine Erweiterung des Skalierungsbereichs bzw. eine feinere Auflösung der Skalierungsschritte (siehe Abschnitt 3.4.1) ändert an diesem Ergebnis nichts. Diese Bewertung ist allerdings nur angemessen, wenn die Gesamtübereinstimmung der Kurve über das gesamte Intervall bewertet werden soll oder der Fokus eher auf dem Ausschwingverhalten liegt.

- **Ergebnis bei Intervall-Kürzung:**
Sollen hingegen insbesondere der Beginn und der erste Peak betrachtet werden, wäre das von CoSi angezeigte Ergebnis unzureichend. In diesem Fall lässt sich durch Verändern der Einstellungen das gewünschte Verhalten erzielen. Eine naheliegende Option ist, dass Evaluationsintervall entsprechend anzupassen, um den ersten Peak in den Fokus zu rücken. Eine Reduktion der Intervalllänge um die Hälfte auf $t_1 = 0$ bis $t_2 = 0,025$ verändert die Ergebnissfaktoren auf $c = 1,12$, $P = 1,04$, $s = 0,40$. Insbesondere durch den Skalierungsfaktor wird nun angezeigt, dass sich die Amplitudenhöhe deutlich unterscheidet. Die Übereinstimmung wird auch schlechter bewertet, da bezogen auf das kürzere Intervall nun natürlich ein größerer Anteil von Kurve b von der Kurve a abweicht als zuvor.
- **Ergebnis bei Parameter-Veränderung:**
Auch unter Beibehaltung des ursprünglichen Intervalls lassen sich die Unterschiede stärker betonen. Dies wird erreicht, wenn die Parameter angepasst werden, die den Anstieg des Korridorfaktors \tilde{c} steuern. Wird anstelle von $m = k_1 = k_2 = 1$ die Einstellung $m = k_1 = k_2 = 2$ verwendet, führt dies zu dem Ergebnis $c = 10,07$, $P = 1,04$, $s = 0,46$. Wie in Abbildung 3.9 gezeigt, führt diese Einstellung dazu, dass die Datenpunkte nicht mehr linear sondern quadratisch in Abhängigkeit von ihrem Abstand zu der Basiskurve bewertet werden. Dadurch ist CoSi verstärkt darum bemüht, den Abstand der Datenpunkte außerhalb des Korridors zu reduzieren. Die Kurve b wird deshalb deutlich herunterskaliert. Dies wird auch zusätzlich durch den Effekt begünstigt, dass bei quadratischem Anstieg von \tilde{c} innerhalb des Korridors kleinere Abweichungen von der Basiskurve weniger schlecht bewertet werden, als im Fall der linearen Kurve (siehe Abb. 3.9).

In diesem Zusammenhang ist es wichtig zu prüfen, dass sich durch die verschiedenen Einstellungen die Bewertung und Einordnung nicht prinzipiell ändert. Dazu wird eine dritte Kurve c betrachtet, deren erster Peak in der Höhe zwischen a und b liegt, und insofern eine bessere Übereinstimmung mit a zeigen

sollte als b . Für die verschiedenen Fälle sind die Ergebnisse in Tabelle 3.2 aufgeführt. Die Ergebnisse belegen, dass CoSi, unabhängig von den gewählten Einstellungen, stets Kurve c in ihrer Übereinstimmung mit Kurve a besser bewertet als Kurve b , die Rangfolge der Kurven sich demnach nicht ändert.

Anhand der gezeigten Einstellmöglichkeiten ist es möglich, CoSi für die jeweiligen spezifischen Anwendungen und Anforderungen anzupassen. Es wurde gezeigt, dass sich mit den Standardeinstellungen für Kurven, ähnlich der hier gezeigten, schlüssige Bewertungsergebnisse ergeben und wie sich die Korridorbreite, die Parameter und Einstellungen nutzen lassen, um bestimmte Kurvencharakteristika bei der Bewertung zu betonen oder zu vernachlässigen. Im Folgenden wird CoSi anhand weiterer Beispiele mit relevanten Metriken aus der Literatur verglichen.

Tabelle 3.2: Ergebnis des Vergleichs der Kurven aus Abbildung 3.17 für verschiedene Parameter-Einstellungen

	Kurve b	Kurve c	
Standard-Einstellungen	$\tilde{c} = 0,48; P = 1,04;$ $c = 0,50; s = 1,0;$ $\Delta t = -0,008$	$\tilde{c} = 0,23; P = 1,02;$ $c = 0,23; s = 1,0;$ $\Delta t = -0,008$	Kurve c besser
Intervall-Kürzung	$\tilde{c} = 1,07; P = 1,04;$ $c = 1,11; s = 0,40;$ $\Delta t = -0,008$	$\tilde{c} = 0,49; P = 1,02;$ $c = 0,50; s = 1,0;$ $\Delta t = -0,008$	Kurve c besser
Parameter-Veränderung	$\tilde{c} = 9,64; P = 1,04;$ $c = 10,03; s = 0,46;$ $\Delta t = -0,008$	$\tilde{c} = 2,20; P = 1,02;$ $c = 2,24; s = 0,67;$ $\Delta t = -0,008$	Kurve c besser

3.6 Vergleich mit Metriken aus der Literatur

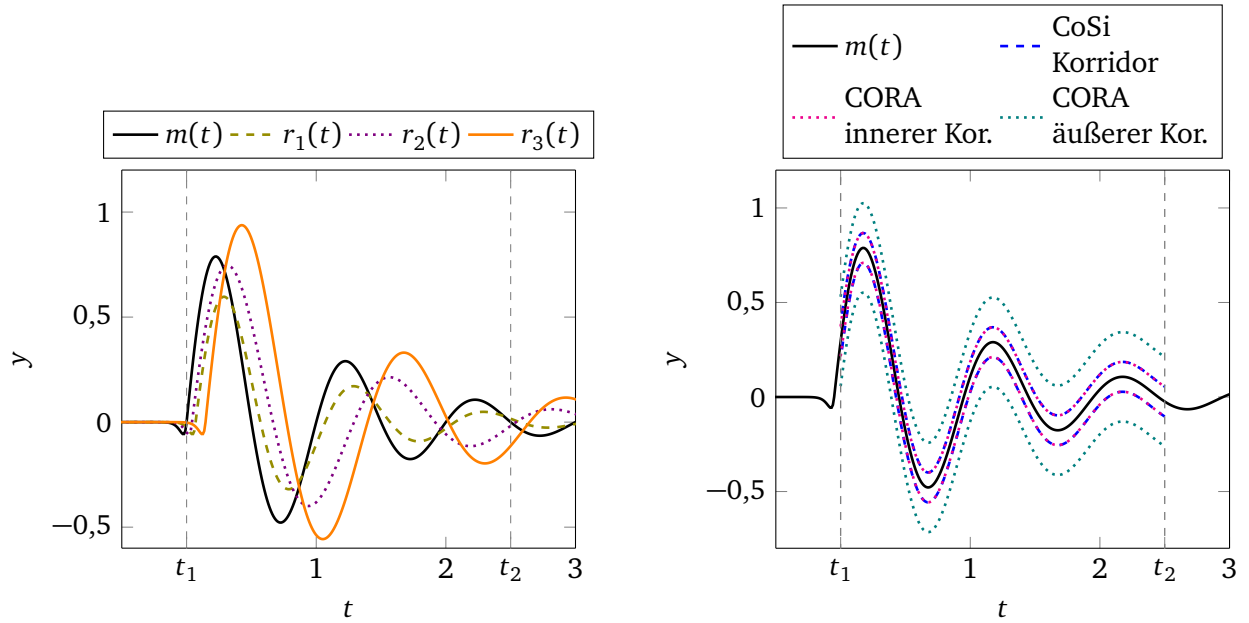
In Abschnitt 3.2 wurden verschiedene andere Metriken aus der Literatur erwähnt, die teilweise ähnliche Funktionalitäten wie CoSi aufweisen. Aus diesem Grund wird im Folgenden ein Vergleich von CoSi mit einer Auswahl von Metriken aus der Literatur vorgenommen. Anhand von Beispielen wird untersucht, wie die jeweiligen Metriken diese bewerten. Darüber hinaus werden daran auch die Eigenschaften und das Verhalten der Metriken diskutieren.

Um den Vergleich möglichst schlank zu halten, werden lediglich die Metriken von Geers [71] (bzw. in der Variante von S&G [72] wenn als solche gekennzeichnet) und CORA [71] (mit Verwendung der Einstellungen aus [83]) verwendet. Diese sind einfach verfügbar und werden darüber hinaus häufig in der Literatur zitiert [68, 69, 73, 79–81]. Die Metrik EARTH [79] stand für den Vergleich im Rahmen dieser Arbeit nicht zur Verfügung und wird deshalb im Folgenden nicht weiter betrachtet. Zusätzlich werden Bewertungsergebnisse der Metriken von Whang [69] und Russel [73] verwendet, wenn die Werte in der Literatur verfügbar waren. Die folgenden Beispiele sind überwiegend generische Kurven aus der Literatur. Deren Verwendung bietet den Vorteil, dass die Ergebnisse mit anderen Quellen und Metriken leicht verglichen werden und vereinzelt zum Vergleich weitere Ergebnisse anderer Metriken aus Publikationen hinzugefügt werden können.

3.6.1 Vergleich mit Kurven von Geers

Für den ersten Vergleich von CoSi mit den anderen Metriken werden die Kurven verwendet, wie sie von Geers in [71] zur Illustration der Funktionsweise seiner Metrik verwendet wurden. Diese Kurven können der Abbildung 3.18a entnommen werden.

Wie dort zu sehen ist, wird eine Basiskurve $m(t)$ mit drei verschiedenen Ergebniskurven $r_1(t)$, $r_2(t)$ und $r_3(t)$ verglichen. Das Evaluationsintervall, in dem die Übereinstimmung der Kurven bewertet wird, wird von $t_1 = 0$ bis $t_2 = 2,5$ festgesetzt. Die Korridorgröße in CoSi wird gewählt als $\Delta x = \pm 0,01$ und $\Delta y = \pm 0,1 \cdot \max|y| = \pm 0,079$. In CORA erfolgt die Wahl für den inneren Korridor analog zu



(a) Kurven aus [71] in beliebiger Ausgangsposition; Evaluationsintervall von $t_1 = 0$ bis $t_2 = 2,5$

(b) Korridore um $m(t)$;
CoSi: $\Delta x = \pm 0,01$, $\Delta y = \pm 0,079$;
CORA: $\delta_i = \pm 0,079$, $\delta_o = \pm 0,237$

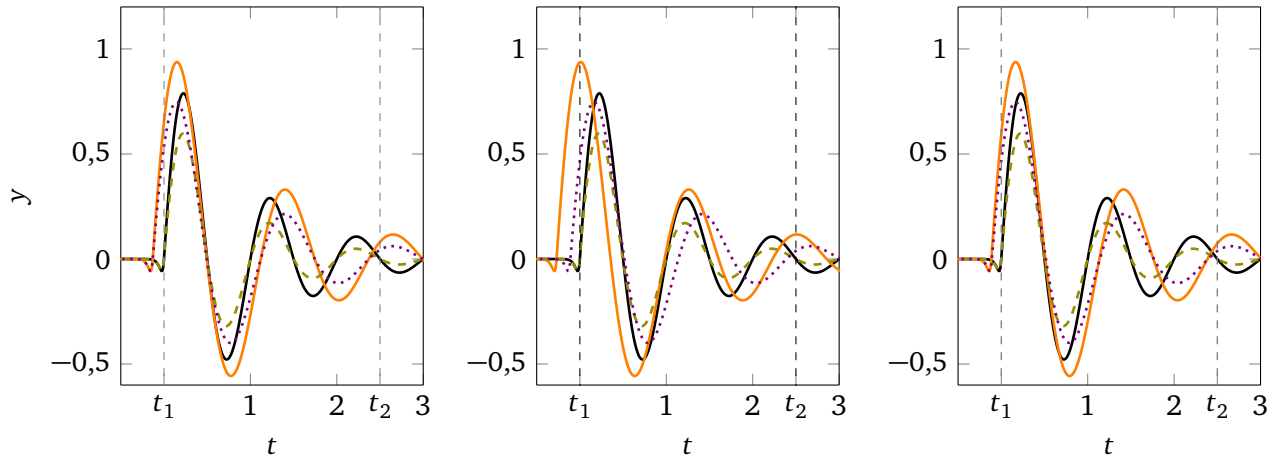
Abbildung 3.18: Generische Kurven aus [71]

$\delta_i = \pm 0,1 \cdot \max |m(t)| = \pm 0,079$ und für den äußeren Korridor $\delta_o = \pm 0,3 \cdot \max |m(t)| = \pm 0,237$. Die Korridore sind in Abbildung 3.18b dargestellt. Die Kurven in Abbildung 3.18a wurden willkürlich auf der Zeitachse positioniert. Auf diese Weise werden die Metriken hinsichtlich ihrer Fähigkeit getestet die Kurven $r_1(t)$, $r_2(t)$ und $r_3(t)$ per Zeit-Shift Δt an $m(t)$ auszurichten. Geers' Metrik [71] verfügt nicht über die Funktionalität die Kurven automatisch auszurichten. Um diese Metrik dennoch in den Vergleich mit einzubeziehen und zu überprüfen, ob sich Geers' Fehlerfaktoren für diese Anforderung eignen, wird Geers kombinierter Fehlerfaktor GC genutzt, um die Kurven zu positionieren. Analog zu dem Vorgehen in CoSi und CORA werden die Kurven so um Δt verschoben, dass sie die beste Übereinstimmung mit der Basiskurve aufweisen, d. h. $\min GC(\Delta t)$.

Die Angleichung bzw. die Positionierung der Kurven $r_1(t)$, $r_2(t)$ und $r_3(t)$ in Bezug auf $m(t)$ gemäß der drei Metriken ist in den Abbildungen 3.19a-3.19c zu sehen. Die Ergebnissfaktoren der Metriken sind für die drei Kurvenpaare in Tabelle 3.3 aufgeführt.

In allen drei Metriken ergeben sich beim Vergleich der Kurven r_1 und r_2 mit m quasi identische Zeitverschiebungen Δt mit vernachlässigbaren Unterschieden. Im Falle des Vergleichs von r_3 mit m kommen CoSi und CORA zu einem sehr ähnlichen Ergebnis, während Geers die Kurve r_3 deutlich zu weit nach links verschiebt. Wie in Abbildung 3.19b ersichtlich, wird so zwar eine besser Übereinstimmung im hinteren Verlauf ab etwa $t = 1$ erzielt als bei CORA und CoSi, aber die ersten Peaks der beiden Kurven liegen nun weiter auseinander. Im Sinne einer Anwendung zum Vergleich von Crash-Sensorsignalen, bei denen insbesondere der Fokus auf dem „Beginn“ des Signals und dem Erreichen des ersten Peaks liegt, ist dies somit eine schlechtere Angleichung als bei CORA und CoSi.

Es werden nun die Werte der jeweiligen Ergebnissfaktoren näher betrachtet. Begonnen wird mit den Werten von CoSi, siehe Tabelle 3.3 und Abbildung 3.19a. Werden die Kurven r_1 , r_2 und r_3 hinsichtlich ihrer Übereinstimmung mit m eingeordnet, so ist laut CoSi basierend auf den Werten von c die Kurve r_1 die beste, gefolgt von r_2 und vor r_3 . Für r_1 ist der c - bzw. \tilde{c} -Wert kleiner Eins und zeigt damit, dass r_1 im Mittel innerhalb des durch den Korridor definierten Toleranzbandes liegt. Die für die Kurven r_2 und r_3 größer werdenden Werte von c - bzw. \tilde{c} zeigen, dass diese beiden Kurven im Mittel außerhalb des Korridors liegen. Die P -Werte sind für alle drei Kurvenpaare nahe Eins, womit eine gute Übereinstimmung



(a) Zeit-Shift nach CoSi, Legende siehe Abb. 3.18a

(b) Zeit-Shift nach Geers, Legende siehe Abb. 3.18a

(c) Zeit-Shift nach CORA, Legende siehe Abb. 3.18a

Abbildung 3.19: Vergleich der Ergebnisse verschiedener Metriken mit generischen Kurven aus [71]

mung hinsichtlich der Phase angezeigt wird. Anhand des Faktors s lässt sich erkennen, ob die jeweilige Kurve die Basiskurve m tendenziell über- oder unterschätzt, denn durch Multiplikation der Kurve mit s würde sich die bestmögliche, erreichbare Übereinstimmung mit m ergeben. So ist $s(m \text{ vs. } r_1) = 1,48$ da diese Kurve für eine bessere Übereinstimmung hochskaliert werden müsste. Bei der Kurve r_3 verhält es sich entgegengesetzt. $s(m \text{ vs. } r_3) = 0,79$ zeigt an, dass ein Herunterskalieren die Übereinstimmung verbessern würde. Da die Amplituden von r_2 von den drei Kurven am besten mit m übereinstimmen, ist dieser Wert $s(m \text{ vs. } r_2) = 1,13$ gerechtfertigterweise am dichtesten an Eins.

CORA ordnet die Kurven basierend auf dem Korridorfaktor C_c in der gleichen Rangfolge wie CoSi, (beachte: Wie in Abschnitt 3.2 erwähnt, gilt in CORA die Übereinstimmung als besser, je näher der Wert an Eins ist; im Gegensatz dazu gilt in CoSi (für c , \tilde{c}) und Geers je näher an Null, desto besser). Werden allerdings die Werte einzeln und nicht in Relation zueinander betrachtet, ist es nicht möglich, absolut den Grad der Übereinstimmung der einzelnen Kurven mit m abzuschätzen. Gleiches gilt für die weiteren CORA-Faktoren, die die Form (C_{sh}), Magnitude (C_{si}) und Phase (C_{ph}) bewerten. Auch diese lassen sich in erster Linie dazu nutzen die Kurven r_1 , r_2 und r_3 miteinander zu vergleichen.

Zieht man Geers' kombinierten Fehlerfaktor GC zum Erstellen einer Rangfolge der Kurven heran, so ist im Unterschied zu CoSi und CORA r_2 die Kurve mit der besten Übereinstimmung mit m , vor r_1 und r_3 . Auch diese Rangfolge ist nach Betrachtung von Abbildung 3.19b ein durchaus plausibles Ergebnis. Insbesondere bis $t = 1$ stimmt die Kurve r_2 am besten mit m überein. Im Gegensatz zu CoSi und CORA wird bei Geers nicht auf Basis eines Korridors verglichen. Dadurch präferieren die beiden letztgenannten die Kurve r_1 , da diese am besten dem Verlauf von m folgt und die Amplitudenunterschiede durch die jeweiligen Korridore (vgl. Abb. 3.18b) toleriert werden. Die Faktoren von Geers lassen jedoch, ähnlich wie bei CORA, keine absolute Interpretation zu, um zu bemessen, wie gut der Grad der Übereinstimmung mit m ist. Somit ist auch Geers' Metrik primär zum Paarvergleich von Kurven geeignet.

Anhand dieses Beispiels wurde gezeigt, dass CoSi, so wie auch CORA und Geers' Metrik, verwendet werden kann, um die Kurven hinsichtlich ihrer Übereinstimmung mit der Basiskurve in die richtige Rangfolge zu bringen. Dies ist eine wichtige Eigenschaft für den Einsatz als Validierungsmetrik, wenn es gilt Simulationsvarianten in ihrer Übereinstimmung mit dem Experiment zu bewerten. CoSi hat gegenüber CORA und Geers den Vorteil, dass sich auf Basis des gewählten Korridors die Übereinstimmung anhand der Faktoren auch absolut bemessen lässt. Selbst ohne Kenntnis der exakten Kurven lassen sich die Faktoren interpretieren, wie oben ausgeführt wurde. Ferner hat CoSi gegenüber CORA den Vorteil, dass mit $s > 1$ oder $s < 1$ ersichtlich ist, ob die Ergebniskurve die Basiskurve unter- oder überschätzt. Dies ist bei

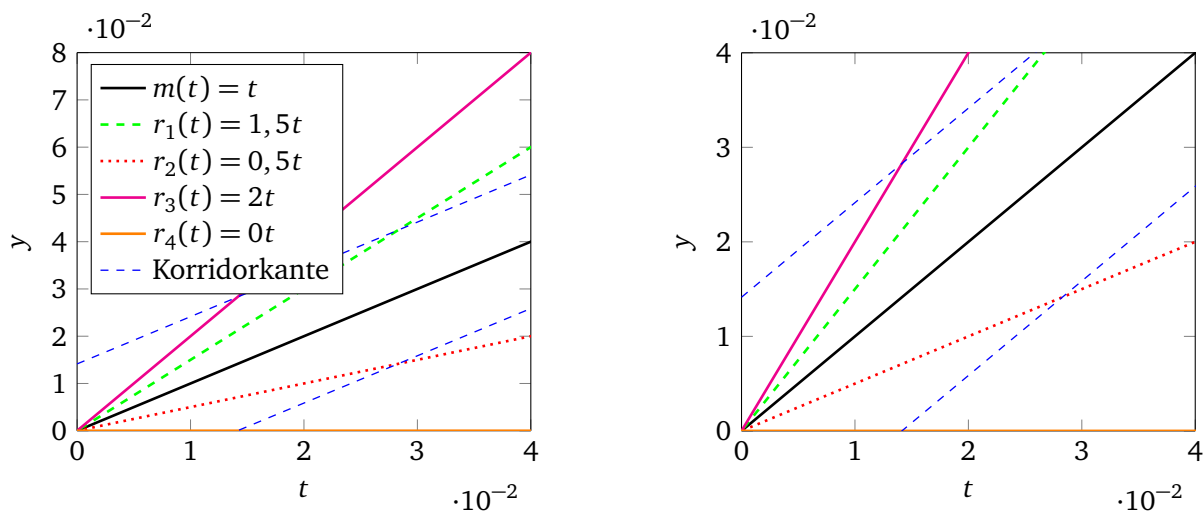
CoSi in den Beispielen r_1 : $s = 1,48$ und r_3 : $s = 0,79$ ersichtlich, während CORA mit $C_{si} = 0,51$ bzw. $C_{si} = 0,58$ diese Information nicht liefert.

Tabelle 3.3: Ergebnis des Vergleichs der Kurven aus [71] durch CoSi, Geers und CORA

	CoSi	Geers	CORA
$m(t)$ vs. $r_1(t + \Delta t)$	$\tilde{c} = 0,85; P = 1,00;$ $c = 0,85; s = 1,48;$ $\Delta t = -0,07$	$GP = 0,03; GM = -0,29;$ $GC = 0,29;$ $\Delta t = -0,07$	$C_c = 0,67; C_{sh} = 1,00;$ $C_{si} = 0,51; C_{ph} = 0,95;$ $\Delta t = -0,07$
$m(t)$ vs. $r_2(t + \Delta t)$	$\tilde{c} = 1,19; P = 1,06;$ $c = 1,26; s = 1,13;$ $\Delta t = -0,17$	$GP = 0,17; GM = -0,01;$ $GC = 0,17;$ $\Delta t = -0,15$	$C_c = 0,26; C_{sh} = 0,93;$ $C_{si} = 0,988; C_{ph} = 0,89;$ $\Delta t = -0,15$
$m(t)$ vs. $r_3(t + \Delta t)$	$\tilde{c} = 1,35; P = 1,06;$ $c = 1,43; s = 0,79;$ $\Delta t = -0,28$	$GP = 0,26; GM = 0,17;$ $GC = 0,31;$ $\Delta t = -0,42$	$C_c = 0,15; C_{sh} = 0,92;$ $C_{si} = 0,58; C_{ph} = 0,80;$ $\Delta t = -0,26$

3.6.2 Vergleich mit Kurven von Whang

Whang nutzt in seiner Arbeit [69] unter anderem die lineare Funktion $m(t) = t$ als Basiskurve und vier weitere lineare Funktionen als Ergebniskurven für einen Vergleich mit m . Die vier Ergebniskurven $r_1(t) = 1,5t$, $r_2(t) = 0,5t$, $r_3(t) = 2t$, $r_4(t) = 0t$ und die Basiskurve $m(t)$ sind in Abbildung 3.20 dargestellt. Das Evaluationsintervall für den Vergleich wird von $t_1 = 0$ bis $t_2 = 0,04$ gewählt. Die Parameter für die Korridorbreiten werden in CoSi als $\Delta x = \Delta y = \pm 0,01$ und für CORA als $\delta_i = \pm 0,004$ für den inneren und $\delta_o = \pm 0,012$ für den äußeren Korridor festgelegt.



(a) Darstellung über den gesamten Wertebereich

(b) Darstellung gemäß [69], Legende siehe Abb. 3.20a

Abbildung 3.20: Generischen Funktionen aus [69] zum Vergleich der Bewertungsergebnisse von CoSi, Geers, CORA und Whang

Whang nutzt dieses Beispiel, um zu diskutieren, wie eine Vergleichsmethodik den Grad der Übereinstimmung anzeigen soll und inwiefern sich in solchen Bewertungen der subjektive visuelle Eindruck bestätigt findet. Diese Diskussion führte Whang ebenfalls mit Geers im Kontext eines Vergleichs dieser linearen Funktionen miteinander. Geers kritisiert an Whangs Metrik, dass diese nicht widerspiegelt, dass die Kurven r_1 und r_2 in y den gleichen Abstand zu m haben. Die Werte von r_1 liegen 50 % über den Werten von m und die von r_2 um 50 % unterhalb den Werten von m . Laut Geers sollte dies in dem Metrikergebnis zu sehen sein. Und da die beiden Kurven den gleichen Abstand in y -Richtung zur Basiskurve haben, werden r_1 und r_2 in Geers Metrik auch gleich bewertet ($GC = 0,5$, siehe Tabelle 3.4). Whang hingegen vertritt die Ansicht, dass die Metrik den visuellen Eindruck des Betrachters wiedergeben solle, wonach die Kurve r_1 besser zu bewerten sei als die Kurve r_2 ($W = 0,2$ vs $W = 0,33$). Dafür verweist Whang auf die Darstellung in Abb. 3.20b, in der in der Tat beim Betrachten der subjektive Eindruck entsteht, r_1 stimmt besser mit m überein und verläuft „näher“ an der Basiskurve als r_2 und m im Vergleich zueinander. Um dies zu untermauern, wird als weiteres Beispiel die Funktionen r_3 und r_4 im Vergleich zu m ($W = 0,33$ vs $W = 1$) betrachtet und die analogen Schlüsse gezogen. In Geers' Metrik wiederum werden aufgrund des gleichen Abstands in y -Richtung diese beiden Funktionen ebenfalls gleich bewertet.

Die Einschätzung von Whang ist allerdings der gewählten Darstellung in Abbildung 3.20b geschuldet und ist ein weiteres Beispiel für die Problematik aus Abschnitt 3.1, wie die gewählte Darstellung manipulativ auf den Betrachter wirken kann. Zeichnet man die Kurven über ihren gesamten Wertebereich innerhalb des Evaluationsintervalls, siehe Abbildung 3.20a, so wird der Unterschied in der Herangehensweise deutlich und unterstreicht, dass für einen Vergleich die Kriterien des Vergleichs eindeutig bestimmt sein müssen. In Geers und CORA werden die Abstände der Datenpunkte zu jeweils gleichem t_i in y -Richtung betrachtet. In CoSi werden die kürzesten Abstände zugrunde gelegt, also die Lotrechten von der einen Gerade auf die andere. Da r_1 und r_2 nicht um m gespiegelt sind, liegen so zwischen r_1 und m kürzere Abstände vor als zwischen r_2 und m . Gleiches gilt analog für r_3 und r_4 . Setzt man die y -Werte direkt in Relation zueinander, ist Geers' Argumentation schlüssig. Bezieht man die Differenz der y -Werte aber auf die Summe der Funktionswerte wie bei Whang, so werden natürlich die Funktionen, die in Summe die höheren Werte aufweisen, immer besser bewertet werden, als das Kurvenpaar mit den niedrigeren Summenwerten. Auch für diesen Ansatz lässt sich argumentieren, da ein gewisser Abstand d zwischen zwei Kurven natürlich in Relation zu den Kurvenwerten betrachtet werden sollte, wie es bei Whang geschieht, und nicht absolut. Dies allerdings mit dem visuellen Eindruck zu rechtfertigen, wie es in [69] geschieht, ist irreführend.

Sinnhafter ist es deshalb, direkt den kürzesten Abstand zwischen den Datenpunkten zu vergleichen, wie es bei CoSi geschieht. Dies führt zu dem Ergebnis, dass r_1 die beste Übereinstimmung mit m aufweist, gefolgt von r_2 , r_3 und r_4 . Ein großer Vorteil von CoSi ist hier ferner der Skalierungsfaktor s . Wie Tabelle 3.4 entnommen werden kann, zeigen diese Faktoren eindeutig an, um welchen Wert die Kurven skaliert werden müssen, um mit m übereinzustimmen, was sich an diesem einfachen Beispiel sehr gut nachvollziehen lässt. So sind die Werte von s jeweils die Kehrwerte der Steigung von $r_{1,2,3}$. Der große Vorteil von CoSi, in der einfachen und anschaulichen Interpretierbarkeit der Ergebnisse, kommt hierin wieder zum Tragen.

CORA nimmt mit dem Korridorkoeffizienten C_c eine Bewertung vor, die der von Geers folgt. Mit C_{si} werden die Unterschiede zwischen den verschiedenen Funktionen aufgezeigt, wie es bei Whang und insbesondere auch CoSi geschieht. Dabei ist aber eine absolute Interpretation des Ergebnisses wie bei CoSi nicht möglich, sondern der Vergleich eignet sich dann eher dazu, eine Rangliste der Kurven bzgl. deren Übereinstimmung zu erstellen.

Die Ergebnisfaktoren der Metriken sind abschließend in Tabelle 3.4 aufgeführt. Der Phasenfaktor C_{ph} in CORA wird nicht aufgeführt, da für dieses Beispiel kein Zeit-Shift betrachtet und zugelassen wurde. An dieser Stelle sei auch darauf hingewiesen, dass die Rangfolge der Kurven unabhängig von der Wahl der Korridorgrößen in CoSi und CORA ist.

Tabelle 3.4: Ergebnis des Vergleichs der Funktionen aus [69] durch CoSi, Geers, CORA und Whang

	CoSi	Geers (Werte aus [69])	CORA	Whang (aus [69])
m vs r_1	$\tilde{c} = 0,73; P = 1;$ $c = 0,73; s = 0,67$	$GC = 0,5$	$C_c = 0,33; C_{sh} = 1;$ $C_{si} = 0,44$	$W = 0,2$
m vs r_2	$\tilde{c} = 0,87; P = 1;$ $c = 0,87; s = 2$	$GC = 0,5$	$C_c = 0,33; C_{sh} = 1;$ $C_{si} = 0,25$	$W = 0,33$
m vs r_3	$\tilde{c} = 1,22; P = 1;$ $c = 1,22; s = 0,5$	$GC = 1$	$C_c = 0,17; C_{sh} = 1;$ $C_{si} = 0,25$	$W = 0,33$
m vs r_4	$\tilde{c} = 1,60; P = 1;$ $c = 1,60; s = n. \text{ def.}$	$GC = 1$	$C_c = 0,17; C_{sh} = -2;$ $C_{si} = 0;$	$W = 1$

3.6.3 Vergleich mit Kurven von Russel

Aus der Publikation von Russel [73] werden weitere Kurven für einen Vergleich der Metriken entnommen. Um die Ergebnisse von Russel, zusammen mit den aus [73] entnommenen Ergebnissen von Geers' und Whangs Metrik nutzen zu können, erfolgt die Bewertung der Kurven durch CoSi zu der in Abbildung 3.21 dargestellten Position. Das heißt, für die Berechnung der Ergebnisfaktoren wird stets $\Delta t = 0$ gesetzt.

Zunächst werden die Kurven aus Abbildung 3.21a betrachtet. Mit der Basiskurve $m_1(t)$ werden die Kurven $r_1(t)$ und $r_2(t)$ verglichen. Bei m_1 handelt es sich um eine gedämpfte Sinusschwingung. Die beiden Ergebniskurven r_1 und r_2 weisen die gleiche Grundschiwingung auf, überlagert mit unterschiedlichem Rauschanteil. Das Evaluationsintervall für den Vergleich wird von $t_1 = 0$ bis $t_2 = 2$ gewählt. Die Korridorgröße wird in CoSi zu $\Delta x = \pm 0,01$ und $\Delta y = \pm 0,1 \cdot \max(m_1(t)) = \pm 0,079$ und in CORA zu $\delta_i = \pm 0,1 \cdot \max(m_1(t)) = \pm 0,079$ und $\delta_o = \pm 0,3 \cdot \max(m_1(t)) = \pm 0,237$ gesetzt. Die Ergebnisfaktoren der jeweiligen Metriken sind in Tabelle 3.5 dargestellt. Da keine Verschiebung der Kurven stattfindet, somit $\Delta t = 0$ gilt, ist dieser Faktor in der Tabelle nicht aufgeführt. Gleiches gilt für C_{ph} , den CORA auf Basis des Zeit-Shifts berechnet.

Tabelle 3.5: Ergebnis des Vergleichs der Kurven aus [73] durch CoSi, Geers, CORA, Russel und Whang

	CoSi	Geers aus [73]	CORA	Russel aus [73]	Whang aus [73]
$m_1(t)$ vs. $r_1(t)$	$\tilde{c} = 0,34;$ $P = 1,00;$ $c = 0,34; s = 0,97$	$GM = 0,005;$ $GP = 0,005;$ $GC = 0,007$	$C_c = 0,997;$ $C_{sh} = 0,997;$ $C_{si} = 0,99$	$RM = 0,004;$ $RP = 0,032;$ $RC = 0,028$	$W = 0,050$
$m_1(t)$ vs. $r_2(t)$	$\tilde{c} = 0,93;$ $P = 1,02;$ $c = 0,95; s = 0,83;$	$GM = 0,045;$ $GP = 0,043;$ $GC = 0,063$	$C_c = 0,775;$ $C_{sh} = 0,978;$ $C_{si} = 0,915$	$RM = 0,037;$ $RP = 0,094;$ $RC = 0,089$	$W = 0,149$
$m_2(t)$ vs. $r_3(t)$	$\tilde{c} = 0,49;$ $P = 1,00;$ $c = 0,49; s = 1,0$	$GM = -0,005;$ $GP = 0,006;$ $GC = 0,007$	$C_c = 0,903;$ $C_{sh} = 0,997;$ $C_{si} = 0,991$	$RM = -0,004;$ $RP = 0,033;$ $RC = 0,027$	$W = 0,038$
$m_2(t)$ vs. $r_4(t)$	$\tilde{c} = 2,06;$ $P = 1,01;$ $c = 2,08; s = 1,68$	$GM = -0,397;$ $GP = 0,016;$ $GC = 0,397$	$C_c = 0,078;$ $C_{sh} = 0,992;$ $C_{si} = 0,364$	$RM = -0,313;$ $RP = 0,057;$ $RC = 0,282$	$W = 0,263$
$m_2(t)$ vs. $r_5(t)$	$\tilde{c} = 1,47;$ $P = 1,01;$ $c = 1,48; s = 1,30$	$GM = -0,258;$ $GP = 0,016;$ $GC = 0,258$	$C_c = 0,410;$ $C_{sh} = 0,992;$ $C_{si} = 0,552$	$RM = -0,206;$ $RP = 0,057;$ $RC = 0,189$	$W = 0,157$

Für das Kurvenpaar m_1 und r_1 liefern allen Metriken Ergebnisfaktoren, die nahe an den Werten sind, die beste Übereinstimmung anzeigen (0 bei CoSi, Geers, Whang und Russel, 1 bei CORA). Dies bestätigt

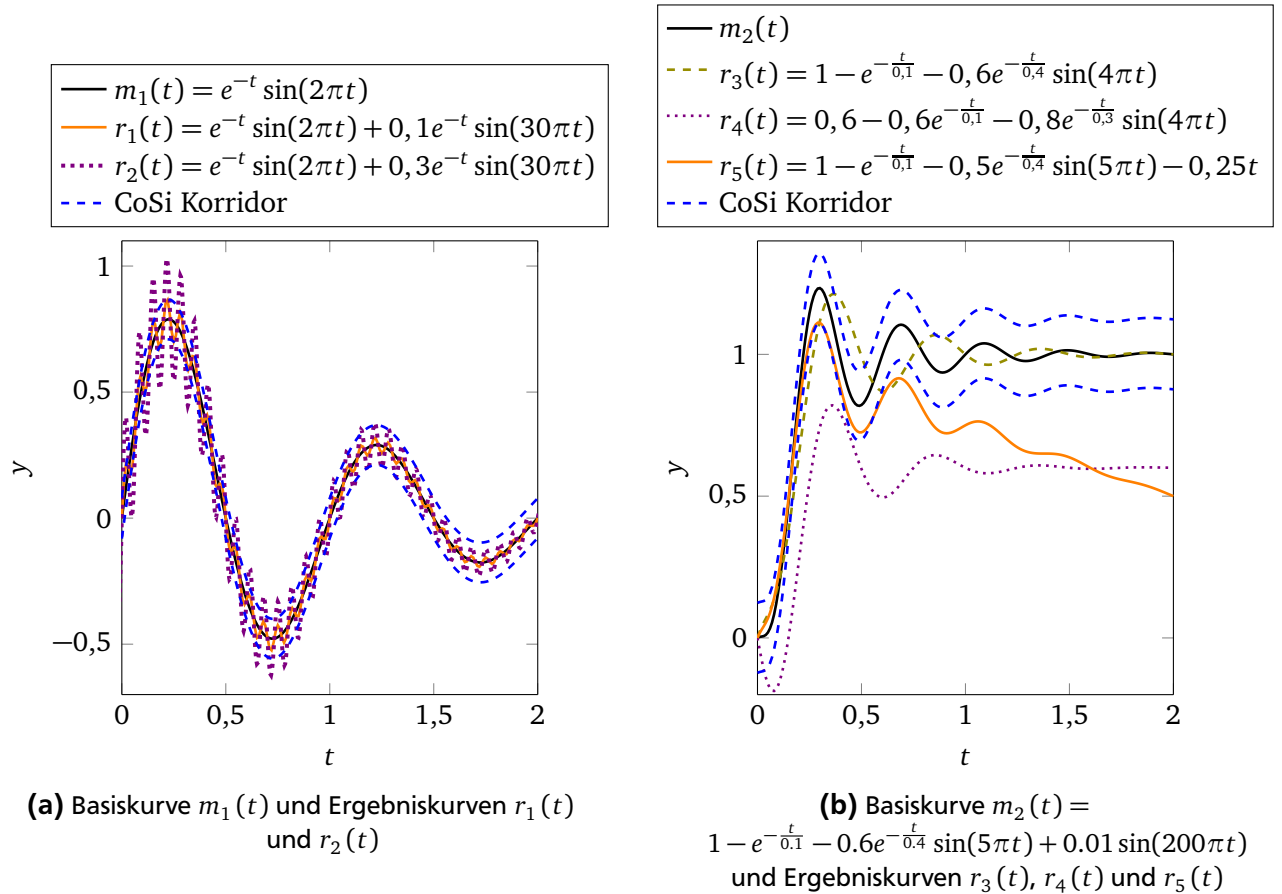


Abbildung 3.21: Generischen Kurven aus [73] zum Vergleich der Bewertungsergebnisse von CoSi, Geers, CORA, Russel und Whang

den Eindruck der guten Übereinstimmung der Kurven in Abbildung 3.21a. Die Werte für den Vergleich von m_1 und r_2 zeigen die schlechtere Übereinstimmung dieser Kurve mit m auf, was angesichts des höheren Rauschanteils auch plausibel ist. CoSi bewertet r_2 mit $\tilde{c} = 0,93$ und zeigt damit an, dass diese Kurve im Mittel knapp innerhalb der Korridor Grenzen verläuft. Mit Blick auf Abbildung 3.21a lässt sich dies bestätigen. CoSi versucht durch etwas stärkeres Herunterskalieren ($s = 0,83$) die Übereinstimmung zu verbessern und die verrauschten Amplituden zu reduzieren. Dabei kann CoSi davon profitieren, dass sich durch das Herunterskalieren die größten Rauschamplituden im Bereich von $t = 0$ bis $t = 0,5$ nahe an den Flanken der Basiskurve und damit auch nahe des Korridors befinden und somit mit Korridor Faktoren nahe 1 bewertet werden. Alle Metriken stimmen darin überein, die Kurve r_1 besser zu bewerten als r_2 . Jedoch vermag es keine der Metriken einen eindeutigen Hinweis zu liefern, dass der Grund für die schlechtere Übereinstimmung von r_2 mit m lediglich der höhere Rauschanteil ist. Die Ergebnisfaktoren von CoSi und CORA geben zumindest den Hinweis, dass Phase und Magnitude gut übereinstimmen, jedoch Abweichungen im Kurvenverlauf auftreten, wie die Korridor Faktoren verdeutlichen. Ferner fällt bei Geers, Russel und Whang auf, dass deren Werte keinerlei absolute Interpretation zulassen und die Referenz fehlt, zu welchem Grad die jeweilige Ergebniskurve mit der Basiskurve übereinstimmt. Die Werte sind allesamt nahe 0, so dass von nahezu perfekter Übereinstimmung ausgegangen werden müsste. Somit eignen sich diese Metriken nur für das Erstellen von Ranglisten der Kurven gemäß ihres Übereinstimmungsgrades. CoSi, und auch CORA, gelingt es hier besser, durch die Referenz auf den Korridor mit den entsprechenden Faktoren, eine Einschätzung über die absolute Übereinstimmung zu vermitteln.

Als nächstes Beispiel werden die Kurven aus Abbildung 3.21b verglichen. Die Basiskurve ist $m_2(t)$, die Ergebniskurven sind $r_3(t)$, $r_4(t)$ und $r_5(t)$. Das Evaluationsintervall ist von $t_1 = 0$ bis $t_2 = 2$

gewählt. Die Korridorgröße wird in CoSi zu $\Delta x = \pm 0,01$ und $\Delta y = \pm 0,1 \cdot \max(m_1(t)) = \pm 0,1234$ und in CORA zu $\delta_i = \pm 0,1 \cdot \max(m_1(t)) = \pm 0,1234$ und $\delta_o = \pm 0,3 \cdot \max(m_1(t)) = \pm 0,3702$ festgesetzt. Basierend auf den Werten in Tabelle 3.5 sind sich beim Bestimmen der Rangfolge alle Metriken darin einig, dass r_3 die beste Übereinstimmung mit m aufweist, vor r_5 und vor r_4 . Betrachtet man sich die Bewertung von r_3 durch CoSi, ist durch $s = 1,0$ klar ersichtlich, dass die Höhe der Amplituden mit m übereinstimmt. Durch $P = 1,00$ wird angezeigt, dass auch die Phase sehr gut übereinstimmt und anhand des Korridorfaktors $\tilde{c} = 0,49$, dass r_3 im Mittel genau zwischen Basiskurve und Korridorkante verläuft. Für r_4 wird angezeigt, dass die Kurve die Basiskurve unterschätzt und die Amplituden im Mittel um den Faktor $s = 1,68$ hochskaliert werden müsste. Der Korridorfaktor $\tilde{c} = 2,06$ weist auf einen Verlauf der Kurve deutlich außerhalb des Korridors hin, obschon sich r_4 und m_2 nahezu in Phase befinden ($P = 1,01$). Auf die Werte bzgl. r_5 trifft das Gleiche zu, nur sind hier die Werte niedriger bzw. näher an 1 als bei r_4 und zeigen so folgerichtig die bessere Übereinstimmung mit m_2 an. Die Ergebnisse der anderen Metriken erlauben keine eindeutige, absolute Interpretation und ermöglichen so nur die Einordnung der Kurven im direkten Vergleich zueinander.

Anhand dieser generischer Beispiele in den Abschnitten 3.6.1 - 3.6.3 wurde überprüft, dass CoSi mindestens die Fähigkeiten anderer relevanter Metriken aus der Literatur besitzt. Darüber hinaus weist CoSi Vorteile gegenüber den anderen Metriken auf, wie sich durch die Diskussion obiger Beispiele zeigte. Wie sich die Metriken bei nicht-generischen Kurven verhalten, wird in den folgenden Beispielen mit Misuse-Signalen untersucht.

3.6.4 Vergleich mit Kurven aus Misuse-Lastfällen

Für die Anwendung einer Metrik ist es zusätzlich zu den allgemeinen, oben diskutierten Eigenschaften, letztlich entscheidend, wie sie sich bei den entsprechenden Kurven aus dem konkreten Anwendungsgebiet verhält [73] und ob sie dort in gleicher Weise die diskutierten Fähigkeiten aufweist. Deshalb erfolgt in diesem Abschnitt ein Vergleich der Metriken CoSi, Geers' und CORA auf Basis von Crash-Sensorsignalen aus Misuse-Lastfällen. Diese Daten wurden entsprechend dem Abschnitt 2.2 generiert und verarbeitet. Es werden die Kurvenpaare aus Abbildung 3.22 und 3.23 für den Vergleich verwendet. Die Fähigkeiten von CoSi anhand von Misuse-Signalen wurde bereits in Abschnitt 3.5.3 diskutiert. In diesem Abschnitt wird dem CoSi-Ergebnis das Ergebnis von Geers und CORA gegenübergestellt.

Zunächst wird das Kurvenpaar in Abbildung 3.22 betrachtet. Die Kurve a wird als Basiskurve ausgewählt. Das Evaluationsintervall von Interesse wird festgesetzt von $t_1 = 0$ bis $t_2 = 0,05$ s. Der Korridor wird in CoSi durch $\Delta x = \pm 1 \cdot 10^{-3}$ s, $\Delta y = \pm 0,1 \cdot \max(y) = \pm 2,311$ m/s² und in CORA durch $\delta_i = \pm 0,1 \cdot \max(y) = \pm 2,311$ m/s², $\delta_o = \delta_i = \pm 0,3 \cdot \max(y) = \pm 6,933$ m/s² bestimmt. In Abbildung 3.22 ist die Kurve b in ihrer ursprünglichen Position zu sehen, sowie durch die Metriken für die Bewertung um Δt verschoben und mit Kurve a übereinandergelegt.

Wie in Abbildung 3.22 zu sehen ist, kommen alle drei Metriken bezüglich des Zeit-Shifts zum gleichen Ergebnis und verschieben Kurve b um $\Delta t = -9,8 \cdot 10^{-3}$ s (bzw. bei CORA $\Delta t = -9,9 \cdot 10^{-3}$ s, dieser Unterschied von $0,1 \cdot 10^{-3}$ s ist allerdings vernachlässigbar).

In Abbildung 3.23 sind Misuse-Signale dargestellt, die augenscheinlich schlecht miteinander übereinstimmen. Die Korridorgröße ist für CoSi zu $\Delta x = \pm 1 \cdot 10^{-3}$ s, $\Delta y = \pm 0,1 \cdot \max(y) = \pm 3,248$ m/s² und für CORA zu $\delta_i = \pm 0,1 \cdot \max(y) = \pm 3,248$ m/s² und $\delta_o = \pm 0,3 \cdot \max(y) = \pm 9,744$ m/s². Das Evaluationsintervall ist von $t_1 = 0$ bis $t_2 = 30 \cdot 10^{-3}$ s gewählt. Wie in Abbildung 3.23 zu sehen ist, wird der Zeit-Shift Δt von der Metrik von Geers, CORA und CoSi völlig unterschiedlich bestimmt. Geers verschiebt Kurve b mit $\Delta t = -23,8 \cdot 10^{-3}$ s soweit, wie es möglich ist, ohne dass sie das Evaluationsintervall verlässt. CORA bringt den hinteren Bereich der Kurve a in Überdeckung mit den höchsten Peaks von Kurve b . Um in der Darstellung in Abbildung 3.23 jenes Ergebnis direkt mit dem Ergebnis von CoSi und Geers vergleichen zu können, ist dort Kurve b entsprechend um $\Delta t = 19,8 \cdot 10^{-3}$ s verschoben. CORA vergleicht die Kurven in der Darstellung von Abb. 3.23 auf Grund ihrer Funktionsweise allerdings dann im Intervall von $19,8 \cdot 10^{-3}$ bis $49,8 \cdot 10^{-3}$ s. An diesem Beispiel lässt sich zeigen, dass es der Metrik von Geers und CORA nicht gelingt, Kurven mit großem Unterschied in den Amplituden physikalisch

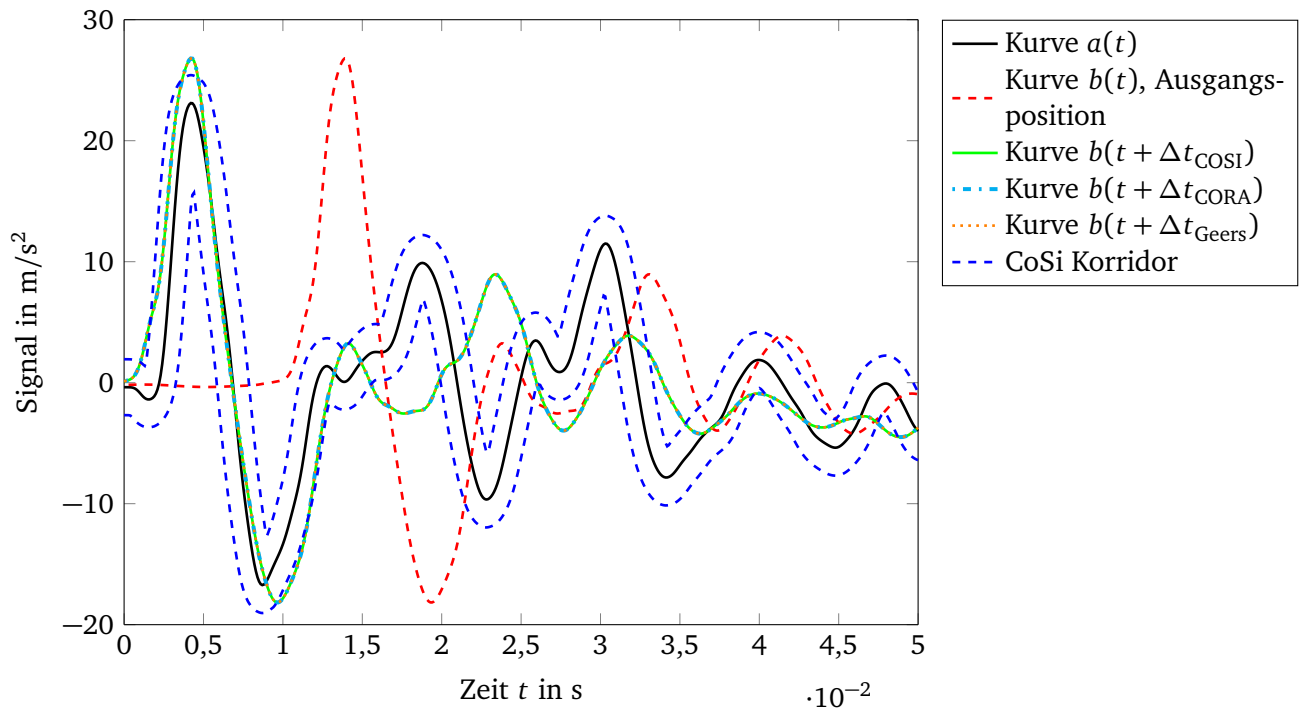


Abbildung 3.22: Misuse-Signale mit geringer Abweichung zum Vergleich der Metriken

sinnvoll anzugleichen. Es erweist sich als Nachteil, zur Bestimmung des Zeit-Shifts das Kriterium des maximalen Korrelationskoeffizienten zu verwenden, da so die Unterschiede in den Amplitude nicht berücksichtigt werden. Hier zeigt sich der Vorteil von CoSi in der Bestimmung des Zeit-Shifts gemäß dem in Abschnitt 3.4.3 beschriebenen Verfahren. Wie sich anhand dieser Beispiele zeigt, erweist sich diese Methode in CoSi sowohl in der Anwendung auf Kurven mit guter Übereinstimmung als auch bei schlechter Übereinstimmung als robust.

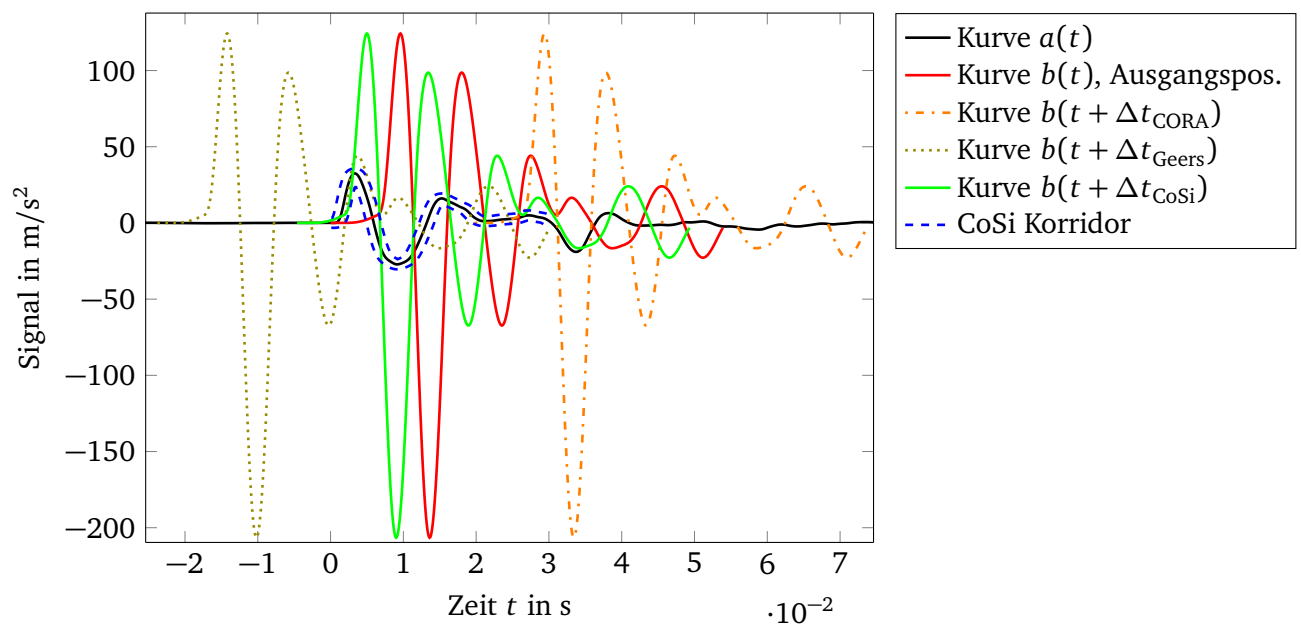


Abbildung 3.23: Misuse-Signale mit großer Abweichung zum Vergleich der Metriken

Die Ergebnisfaktoren der Metriken für die beiden Beispiele sind in Tabelle 3.6 aufgeführt. Bezüglich des Grades der Übereinstimmung der beiden Kurvenpaare im Vergleich zueinander, ist bei allen drei

Metriken eindeutig, dass die Kurven aus Abbildung 3.22 besser miteinander übereinstimmen als die Kurven aus Abbildung 3.23. CoSi beschränkt die Werte nicht auf den Wertebereich zwischen 0 und 1, so dass sich der große Unterschied im Grad der Übereinstimmung der beiden Kurvenpaare auch in der Diskrepanz der Werte entsprechend widerspiegelt ($c = 1,20$ gegenüber $c = 9,52$). Auch ist beim zweiten Beispiel durch die Bewertung von CoSi deutlich, dass die Phase der beiden Kurven relativ gut übereinstimmt ($P = 1,18$), die Größenordnung der Amplituden allerdings völlig unterschiedlich ist ($s = 0,14$). Somit lässt sich allein auf Basis der Ergebnisfaktoren von CoSi der Übereinstimmungsgrad der Kurven relativ genau einschätzen und auch welche Kurvencharakteristika nicht übereinstimmen. Ferner werden die Werte der Ergebnisfaktoren der beiden anderen Metriken, insbesondere des zweiten Beispiels, hier nicht näher diskutiert, da sie für völlig verschiedene Kurvenpositionen berechnet wurden und somit nicht direkt miteinander verglichen werden können.

Tabelle 3.6: Ergebnis des Vergleichs mit Misuse-Signalen durch CoSi, Geers und CORA

	CoSi	Geers	CORA
Kurven aus Abb. 3.22	$\tilde{c} = 1,04$; $P = 1,15$; $c = 1,20$; $s = 0,78$; $\Delta t = -9,8 \cdot 10^{-3} \text{ s}$	$GP = 0,25$; $GM = 0,05$; $GC = 0,26$; $\Delta t = -9,8 \cdot 10^{-3} \text{ s}$	$C_c = 0,87$; $C_{sh} = 0,85$; $C_{si} = 0,94$; $C_{ph} = 1,00$; $\Delta t = -9,9 \cdot 10^{-3} \text{ s}$
Kurven aus Abb. 3.23	$\tilde{c} = 8,09$; $P = 1,18$; $c = 9,52$; $s = 0,14$; $\Delta t = -4,6 \cdot 10^{-3} \text{ s}$	$GP = 0,47$; $GM = 0,39$; $GC = 0,62$; $\Delta t = -23,8 \cdot 10^{-3} \text{ s}$	$C_c = 0,11$; $C_{sh} = 0,91$; $C_{si} = 0,01$; $C_{ph} = 0,27$; $\Delta t = 19,8 \cdot 10^{-3} \text{ s}$

3.7 Diskussion

Abschließend werden nun die Ergebnisse dieses Kapitels zusammengefasst und diskutiert. Mit CoSi steht eine neue Metrik zur Verfügung, die die in Abschnitt 3.3 formulierten Anforderungen für den hier vorgestellten Anwendungsfall erfüllt. Darüber hinaus lässt sich CoSi universell anwenden, unabhängig von der Problemstellung. Die Anwendbarkeit ist umso mehr gegeben, je ähnlicher die Charakteristika der zu vergleichenden Kurven den hier verwendeten und diskutierten Kurven sind.

Der Argumentation in [81] folgend, zeigt eine Korrelation der Ergebnisse verschiedener Metriken auf, ob die eine Metrik die Ergebnisse der anderen ebenfalls enthält. Betrachtet man die Korrelation der Ergebnisfaktoren einer einzelnen Metrik miteinander, lässt sich der Schluss ziehen, ob die Charakteristika der Kurven unabhängig voneinander betrachtet werden oder die Faktoren untereinander Abhängigkeiten zeigen. Auf Basis der obigen Vergleiche werden von 13 Kurvenpaaren die Korrelationen der Ergebnisfaktoren von CoSi, Geers' Metrik und CORA analysiert. Die Korrelationskoeffizienten sind in Tabelle 3.7 aufgeführt. Der CORA-Faktor C_{ph} wird hier nicht berücksichtigt. Dieser berechnet sich aus dem Zeit-Shift Δt um den die eine Kurve im Vergleich zur anderen verschoben wurde. Zum einen ist dies für die Anwendung hier kein Kriterium zur Bewertung der Übereinstimmung und zum anderen flossen auch Ergebnisse von Kurvenvergleichen ohne Durchführung der Verschiebung ein (z.B. aus Abschnitt 3.6.3).

Zunächst wird die Korrelation der Ergebnisfaktoren von CoSi untereinander betrachtet. Selbstverständlich ergibt sich eine starke Korrelation zwischen c und \tilde{c} , da sich diese mittels P ineinander umrechnen lassen, $c = P \cdot \tilde{c}$. Eine gewisse Korrelation lässt sich zwischen P und \tilde{c} erkennen. Dies ist durchaus schlüssig, da eine Kurve, die dem Verlauf des Korridors folgt, auch weitestgehend eine ähnliche Phase aufweisen wird. Zwischen \tilde{c} , c , P und dem Skalierungsfaktor s ist keine deutliche Korrelation erkennbar. Somit kann davon ausgegangen werden, dass jene Faktoren voneinander unabhängige Ergebnisse liefern und somit unterschiedliche Charakteristika der Kurven bewerten.

Vergleicht man die Ergebnisse von CoSi mit Geers und CORA, so erkennt man eine starke Korrelation zwischen c (bzw. \tilde{c}) und GP . Ferner eine gewisse Korrelation zwischen \tilde{c} und C_{si} sowie eine deutliche Korrelation zwischen P und C_{sh} . Dies zeigt an, dass durch diese Faktoren die gleichen Kurvencharakteristika bewertet werden. Im Falle von CORA sind die Korrelationen immer umgekehrt (d.h.

Tabelle 3.7: Korrelationskoeffizienten der Ergebnisfaktoren von CoSi, Geers und CORA

	CoSi				Geers			CORA		
	\tilde{c}	P	c	s	GM	GP	GC	C_c	C_{sh}	C_{si}
\tilde{c}	1	0.696	0.999	-0.470	0.213	0.773	0.370	-0.471	-0.379	-0.600
P		1	0.711	-0.543	0.189	0.943	0.085	-0.113	-0.914	-0.096
c			1	-0.485	0.220	0.785	0.357	-0.447	-0.391	-0.581
s				1	-0.847	-0.561	-0.246	0.034	0.423	0.043
GM					1	0.215	0.571	-0.214	-0.118	-0.202
GP						1	0.572	-0.284	-0.836	-0.203
GC							1	-0.697	-0.057	-0.830
C_c								1	0.024	0.746
C_{sh}									1	-0.157
C_{si}										1

negativ) da bei CORA im Gegensatz zu Geers und CoSi höhere Werte bessere Übereinstimmung anzeigen. Natürlich besteht auch zwischen P und GP eine deutliche Korrelation, da P von GP abgeleitet wurde (siehe Abschnitt 3.4.2, Gleichung (3.9)). Auch die Korrelation zwischen s und GM ist stimmig, da anhand dieser beiden Faktoren die Unterschiede in der Magnitude bewertet werden. In diesem Fall ist die Korrelation ebenfalls umgekehrt, da eine gute Übereinstimmung in der Höhe der Amplituden durch s nahe 1 und GM nahe 0 ausgedrückt wird. Besonders lohnt sich auch eine Betrachtung des Zusammenhangs zwischen s und C_{si} . Dieser ist im Streudiagramm (siehe Anhang B.3, Abb. B.4f) deutlich zu erkennen. Beste Übereinstimmung hinsichtlich der Amplitudengröße zeigen diese beiden Koeffizienten mit einem Wert nahe 1 an. CORA ist mit C_{si} nicht in der Lage anzuzeigen, ob die eine Kurve die andere eher unter- oder überschätzt und zeigt größer werdende Abweichung mit C_{si} gegen 0 gehend an. Der Wert s aus CoSi zeigt hingegen mit einem Wert kleiner 1 an, dass die Ergebniskurve herunter zu skalieren und mit einem Wert größer 1 hoch zu skalieren ist, um bestmöglich mit der Basiskurve übereinzustimmen. Dieser Zusammenhang zeigt sich im Streudiagramm (Abb. B.4f). Im Anhang B.4 sind weitere ausgewählte Streudiagramme der wesentlichen Korrelationen dargestellt. Abschließend lässt sich anhand der Korrelationen feststellen, dass in den Ergebnisfaktoren von CoSi die Ergebnisse der anderen beiden Metriken enthalten sind. Und mit \tilde{c} , P und insbesondere s werden die verschiedenen Kurvencharakteristika durch CoSi eigenständig bewertet.

CoSi erfüllt, wie in den obigen Abschnitten diskutiert, die in Abschnitt 3.3 definierten Anforderungen. Des Weiteren weist CoSi folgende positive Eigenschaften und Vorteile gegenüber den anderen hier betrachtenden Metriken auf. Wie gezeigt wurde, zeichnet sich CoSi durch die einfache und anschauliche Wahl der Parameter aus. Dadurch ist es möglich, CoSi variabel hinsichtlich der jeweiligen Aspekte zu verwenden, die der Anwender während des Vergleichs besonders berücksichtigen will. Insbesondere die Parameter zur Wahl des Korridors ermöglichen große Variabilität, um die Referenz für die Bewertung bereitzustellen. Dadurch lassen sich Kurven-Charakteristika je nach Zielsetzung besonders betonen oder vernachlässigen (siehe Abschnitt 3.5.2).

Ein weiterer Vorteil ist, dass sich CoSi robust dazu verwenden lässt, die Kurven automatisch für beste Übereinstimmung aufeinander legen zu lassen. Dabei erwies sich das Verfahren in CoSi als geeigneter und stabiler im Finden einer physikalisch sinnvollen Lösung, als die anderen hier verglichenen Metriken. Deutlich wurde, dass korrelationskoeffizient-basierte Verfahren in der Bestimmung des Zeit-Shifts scheitern, wenn die Kurvenübereinstimmung tendenziell schlecht ist. Dadurch, dass bei der Bestimmung des Zeit-Shifts Δt in solchen Fällen die Amplitudenhöhe unberücksichtigt bleibt, ergibt sich insbesondere im Kontext der Sensing-Simulation der falsche Zeit-Shift und damit sind jene Metriken hier ungeeignet. Bei den Misuse-Versuchen und Simulationen handelt es sich bei dem Zeit-Shift um eine Variable aus der Versuchsdurchführung, die es zu bestimmen gilt. Sie stellt kein Qualitätskriterium da, wie gut Versuch

und Simulation übereinstimmen. Deshalb wird der Zeit-Shift von CoSi nicht in die Berechnung der Ergebnisfaktoren einbezogen und bewertet. Das unterscheidet es zu CORA, wo dies als Qualitätskriterium verwendet wird und daraus ein Ergebnisfaktor C_{ph} berechnet wird, wohingegen die übrigen Bewertungsfaktoren C_c , C_{sh} , C_{si} für die Kurven in ihrer originalen Position ermittelt werden. Diese Bewertung der Kurven in verschiedenen Lagen zueinander ist im Sinne der Anwendung im Rahmen dieser Arbeit und im Kontext der Misuse-Simulation ungeeignet.

CoSi demonstriert in obigen Beispielen die Eigenschaft, sich gleichermaßen für Kurven mit guter, wie auch für solche mit schlechter Übereinstimmung nutzen zu lassen. Dabei ist von Vorteil, dass sich die Ergebnisse nicht nur dazu nutzen lassen, um eine Rangliste der Kurven mit bester Übereinstimmung zu erstellen. Die Ergebnisse lassen sich im Gegensatz zu den anderen hier getesteten Metriken auch absolut beurteilen, sowie leicht und anschaulich interpretieren. Dies ist eine große Unterstützung, insbesondere bei der Betrachtung großer Datenmengen. Die anderen Metriken erfordern es, dass eine Referenz erarbeitet werden muss, um den numerischen Werten eine interpretatorische Bedeutung zu geben (siehe z. B. [77]). Diese Referenz wäre aber immer nur für den konkreten Anwendungsfall gültig und nur bei Kenntnis aller Parametereinstellungen verwendbar. In CoSi ist dieses Problem gelöst, da die Korridorfaktoren in ihrem Wertebereich nicht beschränkt sind und gleichzeitig auf den durch den Anwender definierten Korridor referenziert sind. Jedoch selbst wenn die genaue Größe des Korridors zu einem bestimmten Ergebnis nicht bekannt ist, lässt sich der Wert wie oben gezeigt, als Maß interpretieren und so bewerten, ob eine ausreichend gute Übereinstimmung vorliegt.

Bisher wurde CoSi nur für Kurven mit den hier gezeigten Charakteristika verwendet und entwickelt. Eine Erweiterung auf weitere Kurventypen ist allerdings möglich. So ist beispielsweise die Anwendung auf Kurven mit Hysterese momentan noch nicht berücksichtigt, obschon die grundsätzlichen Prinzipien von CoSi sich dort gleichermaßen anwenden lassen.

Angesichts der hier diskutierten Eigenschaften und angesichts der Anforderungen aus der Anwendung auf Signale aus Misuse-Versuchen bzw. -Simulationen wird CoSi als die hier bestgeeignete Metrik ausgewählt und im Folgenden verwendet. In den nun folgenden Kapiteln wird untersucht, wie sich CAE zur Simulation von Misuse-Ereignissen für die Entwicklung des Crash-Sensierungssystems nutzen lässt.

4 Simulation der Crash-Sensorsignale

In diesem Kapitel wird vorgestellt, auf welche Weise sich CAE zur Simulation von Misuse-Lastfällen einsetzen lässt. Zunächst wird auf die Ausgangslage und die zur Verfügung stehende Modellbasis eingegangen. Es wird erläutert, welche Anpassungen an FE-Crash-Modellen zur Simulation von Sensorsignalen nötig sind. In den darauf folgenden Kapiteln wird für ausgewählte Lastfälle aus den drei Misuse-Kategorien (Laborversuch, Schlittenversuch und Fahrversuch, siehe Abschnitt 1.2) die CAE-Umsetzung vorgestellt und diskutiert. Die Simulation erfolgt mittels des expliziten FE-Code LS-DYNA Version 971 R4.1.2. Die in LS-DYNA verwendeten KEYWORDS und die relevanten PARAMETER für die Karteneinträge werden genannt, um die Modellierungsweisen näher zu erklären. Darüber hinausgehende Informationen können [56] entnommen werden. Die Ergebnisse der Simulationen werden zu in Versuchen gemessenen Signalen korreliert. Die Signale werden mit einem Butterworth-Tiefpass-Filter 4. Ordnung mit einer Grenzfrequenz von 120 Hz gefiltert (siehe Abschnitt 2.2.3). Die Bewertung der Übereinstimmung erfolgt durch die in Kapitel 3 vorgestellte Methode CoSi. Durch CoSi wird der Übereinstimmungsgrad von Kurven anhand von Ergebnisfaktoren objektiv bewertet. Eine Übersicht und Erklärung der Ergebnisfaktoren ist Tabelle 3.1 zu entnehmen.

4.1 Vorbereitung der Modellbasis

Wie in Kapitel 2.1.2 dargelegt, handelt es sich bei der Simulation der Sensorsignale mittels FEA im Kontext der Crash-Lastfälle bereits um eine etablierte Methode. Aber auch dort bestehen besondere Anforderungen an die Modellqualität, um für die Kalibrierung nutzbare Signale entsprechender Ergebnisgüte zu erhalten.

Bereits in [41, 44] (siehe Abschnitt 2.1.1) wurde auf die Aspekte hingewiesen, die es bei der Modellierung der FE-Modelle für den Zweck der Sensing-Simulation zu beachten gilt. Besonders wichtig ist dies für Crashes mit niedriger Geschwindigkeit (sog. „low speed crashes“ im Bereich von 10 - 16 km/h, gegenüber den sogenannten „high speed crashes“ im Bereich 40 - 60 km/h). Bei ersteren wird folglich weniger Energie in das Modell eingeleitet als bei high speed crashes. In Konsequenz sind die Amplituden der Beschleunigungssignale in low speed crashes deutlich niedriger. Deshalb ist es umso entscheidender, dass die Signale möglichst wenig numerisches Rauschen enthalten. Die Rauschanteile wirken sich bei den niedrigen Amplituden natürlich stärker aus und verfälschen das Signal. Dieses Rauschen findet sich über den gesamten relevanten Frequenzbereich, auch in dem für den Algorithmus wichtigen Bereich zwischen 100 - 400 Hz [44]. Um die Signale für die Entwicklung und Kalibrierung des SDM und Auslöse-Algorithmus nutzen zu können, muss dieses numerische Rauschen möglichst vermieden werden. In [41, 44] werden Maßnahmen genannt, die die Modellqualität verbessern und auch das Rauschen reduzieren. Die Anwendung dieser Maßnahmen und neue Erkenntnisse werden in den folgenden Abschnitten vorgestellt.

4.1.1 Maßnahmen zur Modellkorrektur

Eine wesentliche Maßnahme zur Modellkorrektur ist die geometrische Überprüfung des FE-Netzes und die Korrektur sogenannter „initial penetrations“. Dies bedeutet, bei der Modellierung und Vernetzung darauf zu achten, dass keine Durchdringung von Bauteilen miteinander auftreten bzw. diese entsprechend zu korrigieren. Blech-Bauteile werden in der Regel mit Schalen-Elementen („shell elements“) auf der Mittelfläche vernetzt. Guss-Bauteile, Schaum-, Elastomer-Bauteile u. ä. werden meist durch Volumen-Elemente („solid elements“) abgebildet. Durchdringungen können durch Ungenauigkeiten in der Modellierung auf Basis von CAD-Daten verschiedener Konstruktionsstände oder in Folge der geometrischen Diskretisierung bei der Übertragung der CAD-Daten zur Erzeugung des FE-Modells entstehen. Da die Bauteile miteinander in Kontakt stehen, werden durch solche Durchdringungen Energien in das Modell eingebracht, die keine physikalische Ursache haben, sondern numerischer Natur sind. Dies gilt es stets zu vermeiden. Bei „penalty“-basierten Kontakten, wie sie bei LS-DYNA und im Bereich der Crash-Berechnung in der Regel verwendet werden [58, 59], sind solche Durchdringungen in der Energiebilanz

des Modells an einen Anstieg in innerer Energie bei gleichzeitiger Entstehung negativer Kontaktenergie (der sog. „Sliding Interface Energy“) zu erkennen. Dies ist exemplarisch in Abbildung 4.1 dargestellt.

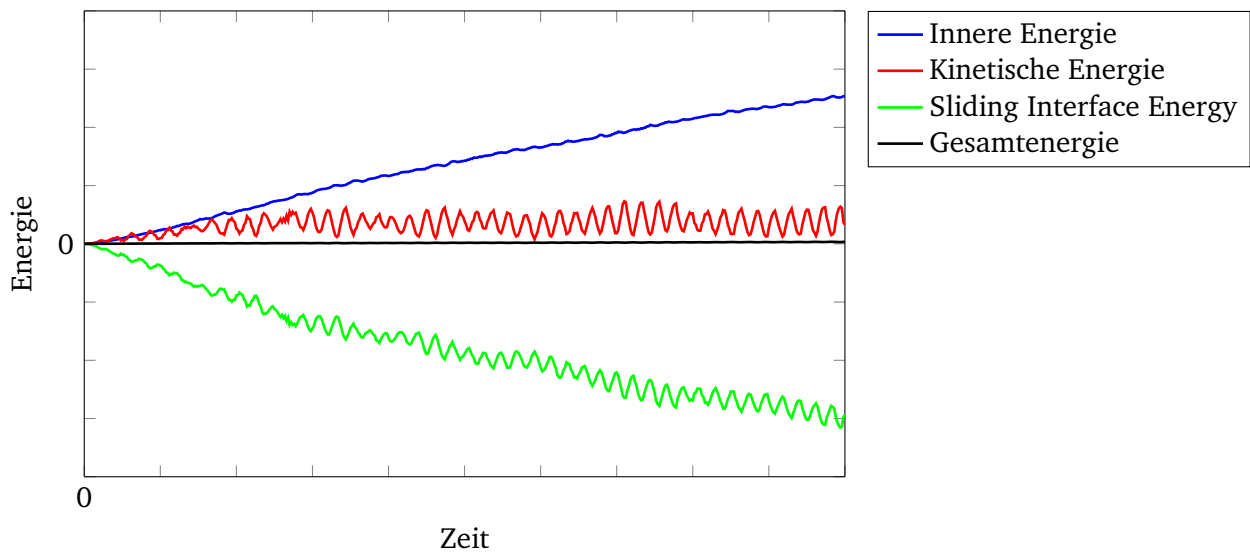


Abbildung 4.1: Beispiel einer Energiebilanz infolge von initial penetrations

Darüber hinaus ist dort auch das Entstehen von kinetischer Energie auffällig. Bereits an dem oszillierenden Energieverlauf erkennt man, dass durch die initial penetrations Vibrationen im Modell entstehen, die sich als Rauschen auf das Signal auswirken. Dies lässt sich anschaulich anhand des Funktionsprinzips der penalty-Kontakte verstehen: Basierend auf den Steifigkeiten der beteiligten Kontaktpartner (genannt „master“ und „slave“) wird eine Feder mit entsprechender Steifigkeit k zwischen den sich in einem gewissen Suchradius befindlichen Segmenten gesetzt, sobald eine Durchdringung der Größe p erkannt wird, siehe Abbildung 4.2. In der Standardeinstellung bestimmt sich die Kontaktsteifigkeit k aus dem Minimum der Steifigkeiten von master und slave. Dies kann problematisch sein und zu Instabilitäten führen, wenn die Steifigkeiten sehr unterschiedlich sind, z. B. bei Kontakten zwischen Stahl- und Schaum-Bauteilen. Deshalb existieren verschiedene weitere Möglichkeiten diese Steifigkeit zu berechnen und einzustellen. Darauf wird hier nicht näher eingegangen. Details dazu können [56, 57, 59] entnommen werden.

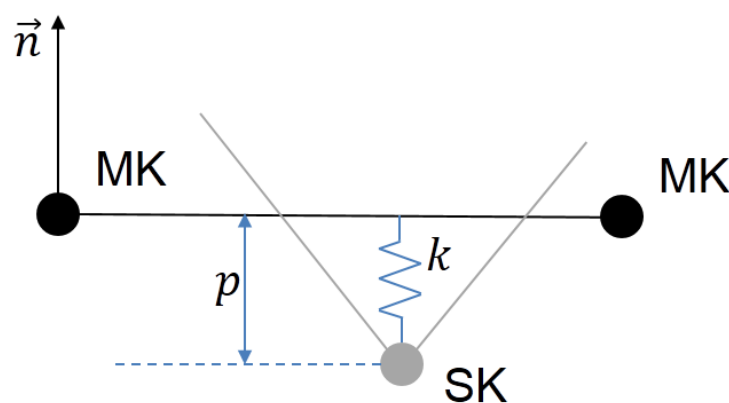


Abbildung 4.2: Verdeutlichung des penalty-Kontakts bei initial penetration um p des slave-Knoten (SK) durch das Segment der beiden master-Knoten (MK) und Zugfeder mit Kontaktsteifigkeit k , nach [58]

Mit zunehmendem p , also stärkerer Durchdringung, erhöht sich die Zugkraft der Federkraft, die somit auf die Kontaktpartner und der Durchdringung entgegen wirkt. Diese Kraft ist die Kontaktkraft, die auf

die Knoten der beteiligten Segmente verteilt wird. Liegen solche Durchdringungen aufgrund ungenauer Geometrien bereits zu Beginn der Berechnung vor, wird demnach eine verhältnismäßig große Kraft unmittelbar auf die Segmente aufgebracht. Dadurch werden Kräfte in das Modell eingebracht, die keine physikalische Ursache besitzen, da sie ja lediglich aus geometrischen Fehlern resultieren. Ferner ist dies an der Sliding Interface Energy zu erkennen. Ist diese negativ, wie in Abbildung 4.1, ist dies ein eindeutiges Zeichen, dass initial penetrations vorliegen. Darüber hinaus werden durch die Knotenbewegungen Element-Deformationen verursacht, die sich in der Energiebilanz in einem Anstieg der inneren Energie äußert. Durch diese Bewegungen, sichtbar in der kinetischen Energie in Abb. 4.1, werden Vibrationen in das Modell eingebracht und diese bewirken ein Rauschen in den Beschleunigungssignalen.

LS-DYNA bietet durch Setzen eines „ignore flags“ (IGNORE=1 bzw. 2 in *CONTROL_CONTACT) die Möglichkeit, dass im jeweils ersten Cycle, in dem die Durchdringung erkannt wird, diese zunächst ignoriert wird und so der Einfluss etwas abgemildert wird. Dies geschieht, indem für die folgenden Cycles die Kontaktdicke entsprechend der Durchdringung herabgesetzt wird. Wenn sich die Durchdringung reduziert, erfolgt eine Anhebung der Kontaktdicke bis hin zu ihrem ursprünglichen Wert. Nichtsdestotrotz entsteht dadurch aber gleichermaßen negative Sliding Interface Energy. Eine grundsätzliche Lösung kann deshalb nur durch geometrische Korrektur des FE-Netzes erfolgen [58, 59]. Ferner ist an Abbildung 4.1 auch deutlich zu sehen, dass es nicht ausreicht, nur die Gesamtenergie des Modells zu betrachten. Diese ist zwar korrekterweise Null, setzt sich aber, wie oben diskutiert, aus unphysikalischen Bestandteilen zusammen.

Betrachtet man sich einzelnen Bauteilpaare, sind die sichtbaren Vibrationen bzw. das verursachte Rauschen meist gering. In Summe können solche Effekte durchaus relevant sein und je nach Nähe zu den Sensorpositionen können sich diese entsprechend aufsummieren und auswirken. Es ist deshalb anzuraten, diese Stellen entsprechend zu korrigieren, bzw. bereits beim Modellaufbau darauf zu achten, deren Auftreten gänzlich zu vermeiden. Ferner lässt sich dieses Rauschen nicht herausfiltern, da es über den gesamten Frequenzbereich auftritt und sich die Ursachen der verschiedenen Signalbestandteile nicht eindeutig zuordnen lassen [44, 53].

Rauschen entsteht ebenfalls, wenn im FE-Netz bereits zu Beginn durch Vernetzungsfehler stark deformierte Elemente vorliegen, wie in Abbildung 4.3 gezeigt. Dort ist ein Blech-Bauteil zu sehen, welches mit drei- und vierknotigen Schalen-Elementen vernetzt ist. Im initialen Zustand (Abb. 4.3a, plot state 0) ist das Bauteil natürlich spannungs- und dehnungsfrei. Bereits zum nächsten Ausgabezeitpunkt nach 5 ms (Abb. 4.3b, plot state 1) zeigt sich ein Anstieg in der internen Energie und in einem Element eine hohe plastische Dehnung. In Abbildung 4.3b erkennt man auch die Ursache dafür. Das vermeintliche Dreiecks-Element besteht aus vier Knoten und ist dadurch bereits im Ausgangszustand stark deformiert. Im Anfangszustand lagen Knoten N1 und N4 nahezu auf Überdeckung. Durch diese starke Elementverzerrung resultieren sofort nach der Initialisierung bereits Spannungen. Erst bei den weiteren Knotenbewegungen jenes Elements zeigt sich, dass es sich um ein Vierecks-Element handelt. Durch diese Elementverzerrung wird unphysikalische Energie in das Modell eingebracht und durch die Knotenbewegungen entstehen Vibrationen. Dies ist ebenfalls in der internen und kinetischen Energie sichtbar. Deshalb ist bei der Vernetzung darauf zu achten, dass die Elemente die in den Pre-Prozessoren hinterlegten Qualitätskriterien (z. B. Knotenabstand, Winkel der Elementkanten zueinander, Verwölbung (warp), Verzug (skew), etc. [92]) erfüllen. So lassen sich Effekte wie in Abbildung 4.3 einfach vermeiden. Bei bereits vorliegenden Modellen ist in der Berechnung auf Anstiege in der internen Energien der Bauteile zu achten. Ist ein Anstieg ohne physikalische Ursache erkennbar, d. h. beispielsweise ohne das Wirken einer äußeren Last, so ist im Detail nachzuprüfen, ob im Zweifelsfall ein solcher Fehler dies verursacht. Aufgrund der hohen Anzahl an Bauteilen kann diese nachträgliche Überprüfung in einem Gesamtfahrzeugmodell sehr zeitaufwändig sein.

Einen deutlichen Einfluss hat bei den vorliegenden Basismodellen das Aufbringen von sog. „initial stresses“. In der Crash-Berechnung ist es zur Beurteilung von Bauteilintegrität und -versagen wichtig, auch die Vorspannung insbesondere in den Schrauben zu berücksichtigen, z. B. an den Anbindungen der Stoßfänger und der Längs- und Querträger. Die Schrauben sind mit Solid-Elementen modelliert.

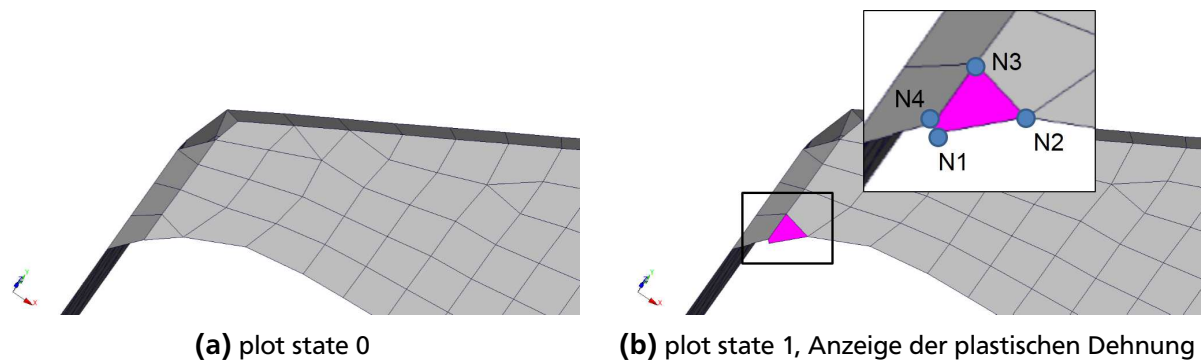


Abbildung 4.3: Deformiertes Schalen-Element als Ursache für numerisches Rauschen

Die Spannung wird im Modell eingebracht, indem eine Schnittfläche im Schraubenschaft senkrecht zur Schraubenlängsachse definiert wird, siehe Abbildung 4.4a unterhalb des Schraubenkopfes, verdeutlicht durch die schwarz gestrichelte Linie.

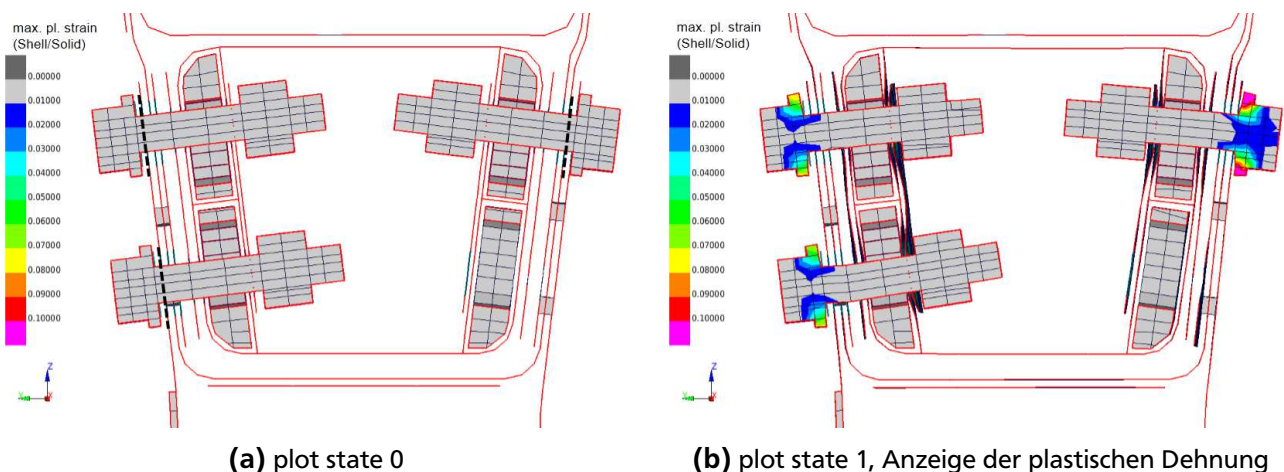


Abbildung 4.4: Aufbringen von initial stress in Schraubenverbindungen

Diese Elemente kontrahieren und der Schraubenschaft verkürzt sich, wie im nächsten plot der Abbildung 4.4b zu sehen ist. Anstelle des Gewindes ist die Schraube in der Regel mit Starrkörperverbindungen in der Gewindebohrung mit dem Bauteil verbunden. So werden der Schraubenkopf und der Gewindeblock am Schraubenfuß an die Blechbauteile herangezogen und die Teile so entsprechend miteinander verspannt. Dies geschieht innerhalb der ersten Zeitschritte, üblicherweise während den ersten 0,2 ms. Bei dünneren Bauteilen kommt es hier durchaus zu signifikanten Deformationen, da die Schraube um einige Millimeter kontrahiert. Durch dieses rasche, ungedämpfte Aufbringen ist dies vergleichbar mit einem Schlag auf die entsprechenden Bauteile. Dies führt wiederum zu entsprechenden Vibrationen, die in den Signalen der Beschleunigungssensoren deutlich sichtbar sind. Da durch Stöße bzw. Schläge stets das gesamte Frequenzband angeregt wird [53], ist diese Form der Einbringung in Sensing-Simulationen entsprechend zu vermeiden, insbesondere in der Nähe von Sensorpositionen. Diese Art, die Vorspannungen aufzubringen, wird in den high speed crashes eingesetzt. Auch dort ist allerdings aus Sicht der Sensing-Simulation darauf zu achten, dass der Beginn des relevanten Signals dadurch nicht verfälscht wird. Dies ließe sich z. B. daran erkennen, dass bereits vor dem eigentlichen Kontakt zwischen Fahrzeug und Barriere ein Anstieg im Beschleunigungssignal erkennbar ist. Um das Auftreten dieser Problematik zu vermindern, empfiehlt es sich bei der Modellierung die Lücken zwischen Schrauben und Bauteilen so zu korrigieren, dass die Kontraktion und dadurch der „Schlag“ auf die Bauteile entsprechend vermieden wird. Ferner ist es möglich nach Aufbringen der Vorspannung und noch bevor der eigentliche Lastfall beginnt mit einem hohen Maß an Dämpfung (*DAMPING_GLOBAL) das entstandene Rauschen weg

zu dämpfen. Aus pragmatischer Sicht bietet es sich auch häufig an, auf das Aufbringen von „initial stresses“ gänzlich zu verzichten. Bei den zu untersuchenden Misuse-Lastfälle kann auch dies eine Möglichkeit sein. Dies ist insbesondere in Betracht zu ziehen, wenn sich das Fahrzeug in Ruhe befindet oder die betreffende Schraubenverbindung für den jeweiligen Lastfall nicht relevant ist. Dies ist beispielsweise gegeben, wenn der Energieeintrag in einer anderen Region des Fahrzeugs erfolgt und sich die Schraubenverbindung nicht auf dem Lastpfad zwischen dieser Stelle und den relevanten Sensoren befindet.

Zusammenfassend sind die wesentlichen, durchzuführenden geometrischen Korrekturen, um ein für die Misuse-Sensing-Simulation geeignetes Modell auf Basis eines FE-Crash-Modells zu erhalten,

- die Durchdringungen von Bauteilen aufzulösen,
- die Qualität des FE-Netzes zu gewährleisten und
- beim Aufbringen von Vorspannungen auf kleine Bauteilabstände zu achten oder, wenn zulässig, auf Vorspannungen zu verzichten.

Eine weitere Maßnahme, die die „mathematische“ Modellierung betrifft, also welche Modellierungs-Formulierungen aus Sensing-Sicht am besten geeignet sind, wird im Folgenden behandelt. Neben den oben genannten Ursachen kann numerisches Rauschen ferner als Folge gewisser Kontaktdefinitionen auftreten. Schweiß- und Klebeverbindungen werden in der Regel mittels sogenannter „tied contacts“ abgebildet [56]. Im Wesentlichen lassen sich tied contacts in zwei Kategorien unterscheiden: Die einen, die auf Basis einer „penalty“-Formulierung funktionieren und die anderen, die mittels einer „kinematic constrained“-Formulierung arbeiten [56, 57, 59]. Bei ersteren wird nach dem oben bereits geschilderten Prinzip (Abschnitt 4.1.1, Abb. 4.2) ein Feder- oder Balkenelement zwischen die Kontaktpartner („slave“ und „master“) eingesetzt, wenn die Abstände der Knoten von master und slave im Bereich der definierten Kontaktdicke liegen (üblicherweise entspricht die Kontaktdicke der halben Bauteildicke bei Vernetzung auf der Mittelebene). Bei den constrained-Formulierungen wird die Bewegung der Knoten des slave in den globalen Bewegungsgleichungen an die des master gekoppelt. Es existieren eine Vielzahl von verschiedenen Varianten dieser Kontakttypen, je nach dem welche Elementtypen miteinander zu verbinden sind und ob nur translatorische oder auch rotatorische Freiheitsgrade berücksichtigt werden sollen und ob nur Kräfte oder auch Momente durch den tied-Kontakt übertragen werden sollen. Auf diese Varianten soll hier nicht näher eingegangen werden. Sie können der Literatur [56, 57, 59] entnommen werden. Was allerdings für die Sensing-Simulation Relevanz besitzt, ist wie mit den Abständen umgegangen wird, die zwischen den Partnern des tied-Kontakts, also slave und master, vorliegen. Standardmäßig erfolgt eine Projektion der Knoten des slaves auf die Fläche des masters. Dies kann zu Elementverzerrungen führen, mit den oben genannten unphysikalischen Auswirkungen. Um dies zu vermeiden und die Abstände zwischen slave und master bestehen zu lassen, lässt sich die „offset“-Option für gewisse tied-Kontakte nutzen. Für Sensing-Simulation ist die Empfehlung relevant, die „beam“-Option zu wählen, da diese weniger vibrationsanfällig ist, als wenn die Verbindung über eine „spring“-Formulierung umgesetzt wird [56] (siehe auch Abschnitt 2.2.1). Ferner ist darauf zu achten, dass sich die Kontaktpartner nicht sowohl in einem „tied“-Kontakt befinden, der die Segmente zusammenhalten will, als auch gleichzeitig in einem Kontakt, der die Teile, wie oben geschildert, auseinander drücken möchte. Um dies zu vermeiden, lassen sich die Kontakte segmentweise (d. h. per Element- oder Knoten-Set) definieren, damit sie nicht für das gesamte Bauteil gelten.

4.1.2 Auswirkungen der Korrekturen im Gesamtfahrzeugmodell

Einzelnen betrachtet mögen die Effekte aus Abschnitt 4.1.1 im Rahmen eines Gesamtfahrzeugmodells vernachlässigbar erscheinen. In Summe können sie allerdings die Signale verfälschen und sie so für die Entwicklung des Sensierungssystems unbrauchbar machen. Des Weiteren können natürlich auch weitere Modellantworten verfälscht werden, so dass stets auf eine hohe Modellqualität zu achten ist. Ferner

handelt es sich dabei nicht etwa um deterministische Störungen, die sich im Post-Processing des Signals korrigieren ließen. Gerade in dem für den Algorithmus wichtigen Signal im Zeitbereich, sind diese Einflüsse nicht in jedem Fall mit Sicherheit zu erkennen. Und da dieses Rauschen in einem weiten Frequenzband auftritt, lässt es sich auch nicht zuverlässig herausfiltern. Deshalb muss für die Sensing-Simulation das Modell hinsichtlich der geschilderten Punkte überprüft und entsprechend korrigiert werden. Energieeinträge in das Modell, die nicht physikalischen, sondern numerischen Ursprungs sind, gilt es zu vermeiden. Um den Aufwand gering zu halten und da die meisten Simulationsbereiche, die jene Modelle verwenden, von den Korrekturen ebenfalls profitieren würden, sollten diese Punkte bereits während der Vernetzung, des Modellaufbaus und der Modellierung berücksichtigt werden.

Die Auswirkungen lassen sich an der Energiebilanz eines Gesamtfahrzeugmodells aufzeigen. In Abbildung 4.5 sind die Energien aus Rechnungen über jeweils 30 ms der in Ruhe befindlichen Modelle gegenübergestellt. In Abb. 4.5a ist das Ergebnis des Standard-Modells und in Abb. 4.5b das des nach obigen Maßnahmen für die Sensing-Simulation und die Misuse-Lastfälle aufbereitete Modells. Wie man insbesondere an der negativen Sliding Interface Energy und an der steigenden inneren Energie sieht, erreichen diese Energiebestandteile, die ja keine physikalische Ursache haben, durchaus nennenswerte Beträge. Durch die vorgestellten Maßnahmen reduziert sich die im Modell verbliebene Energie auf unter 10 J. Für die Sensing-Simulation sind natürlich die Auswirkungen all dieser Maßnahmen auf die Beschleunigungssignale an den jeweiligen Sensorpositionen (siehe Abb. 1.3 in Abschnitt 1.1) von besonderer Bedeutung. Die Signale werden im folgenden Abschnitt näher betrachtet.

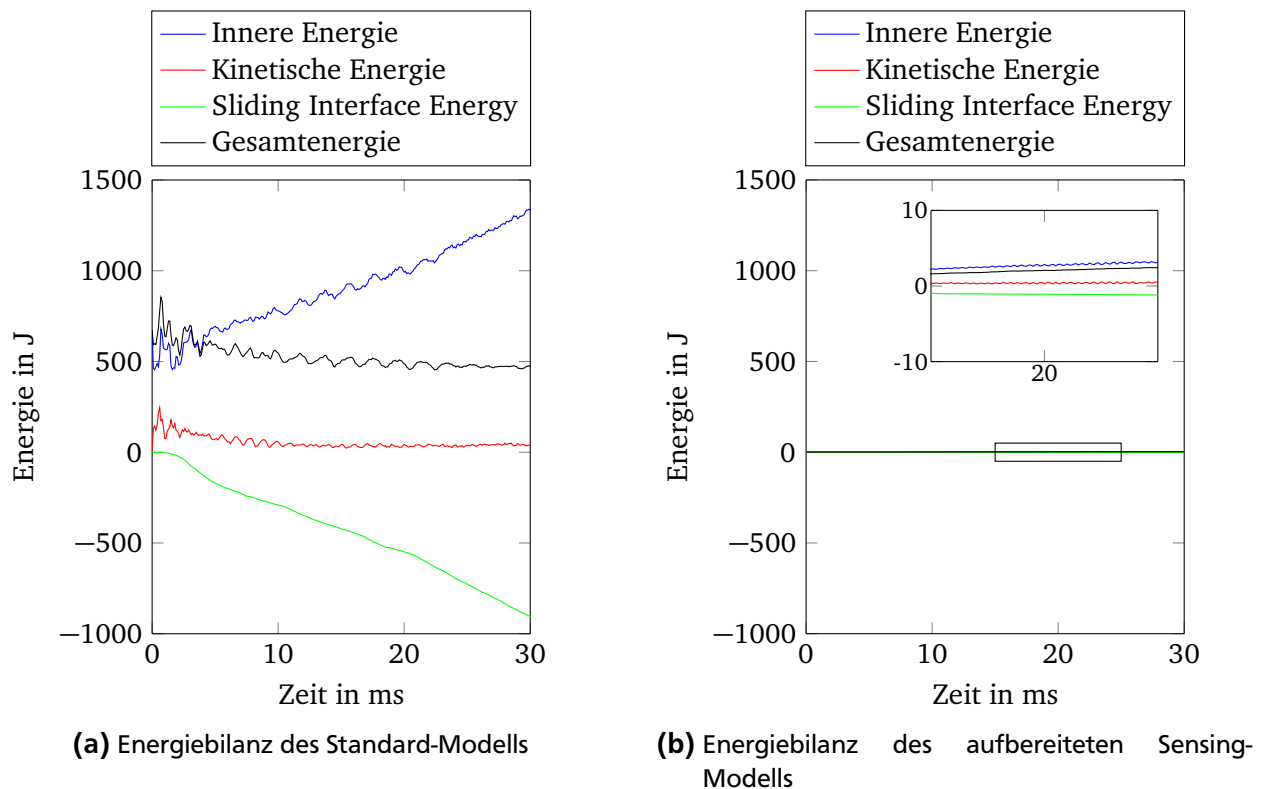


Abbildung 4.5: Energiebilanz eines in Ruhe befindlichen Gesamtfahrzeugmodells als Ergebnis einer Rechnung über 30 ms

4.1.3 Auswirkungen der Korrekturen auf das Sensing-Signal

Einen Eindruck darüber, wie sich die Korrekturen aus Abschnitt 4.1.1 auf das Sensorsignale auswirken, wird in Abbildung 4.6 vermittelt. Darin sind die Signale an zwei Sensorpositionen, dem EFS (Abb. 4.6a) und dem SDM in Fahrzeuglängsrichtung (Abb. 4.6b) dargestellt. Die Signale stammen aus einem Euro

NCAP Frontalcrash 64 km/h 40 % ODB (offset deformable barrier) und aus einem Versicherungseinstufungstest RCAR Frontalaufprall 16 km/h 40 % 10°. Dazu werden die Signale verglichen, die aus einem herkömmlichen FE-Strukturcrash-Modell stammen, welches stationär und ohne äußere Belastungen und Randbedingungen gerechnet wurde und somit Signale nahe Null aufweisen sollte. Das vierte, dargestellte Signal stammt aus einem für die Sensing-Simulation optimierten Modell. Die Signale wurden gemäß Abschnitt 2.2 erzeugt und verarbeitet.

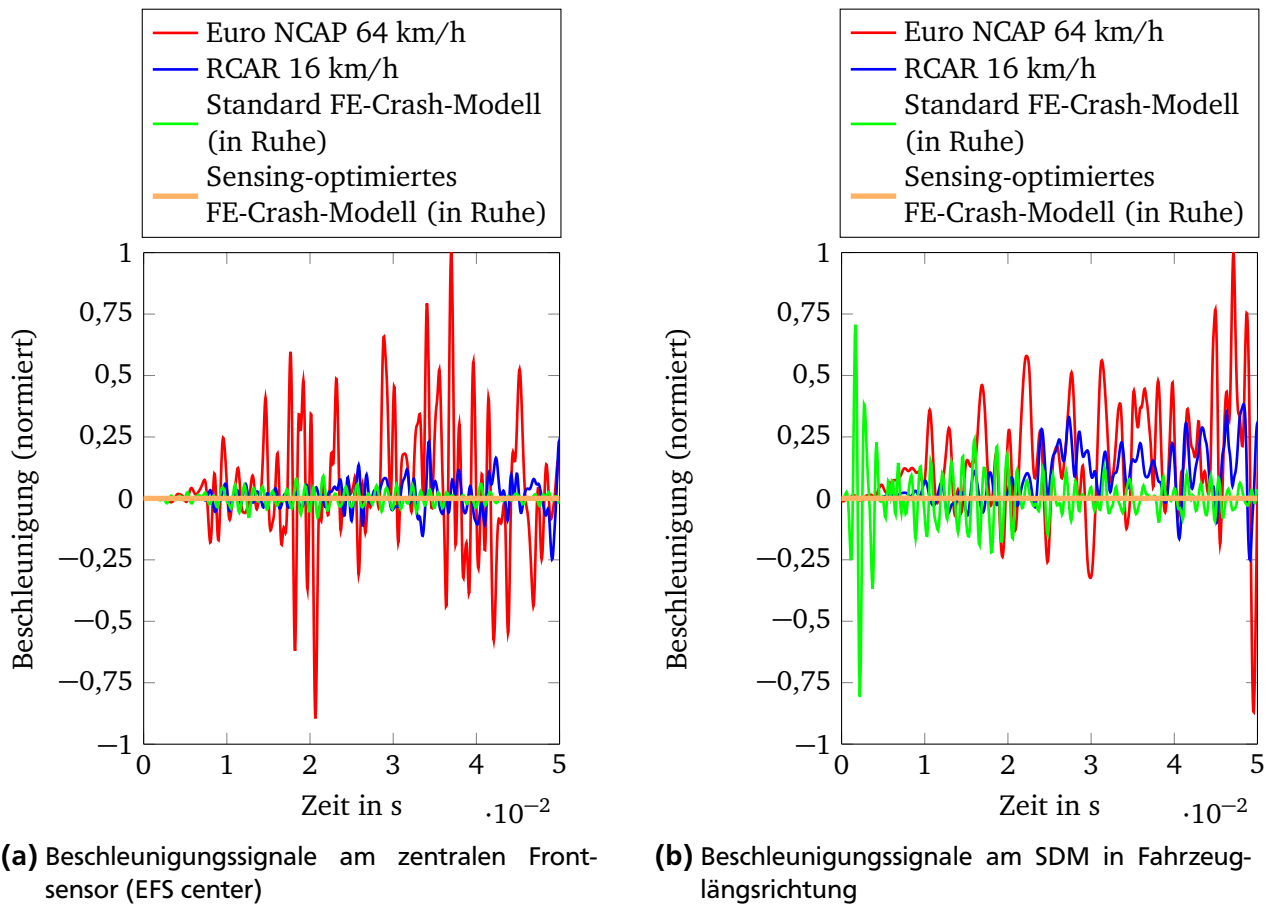


Abbildung 4.6: Vergleich der Beschleunigungssignale aus verschiedenen Ereignissen in ihrer relativen Größenordnung zueinander, jeweils normiert auf das Maximum in den ersten 50 ms des Signals „Euro NCAP“ 64 km/h am EFS und SDM

In beiden Abbildungen sind die Signale auf den jeweils maximalen Ausschlag des Euro NCAP-Signals innerhalb des dargestellten Zeitbereichs von 0 - 50 ms normiert. In Abbildung 4.6a ist deutlich zu sehen, dass sich das Signal des Euro NCAP-Tests aufgrund der deutlich höheren Amplituden als Folge der höheren Fahrzeuggeschwindigkeit nach bereits etwa 5 ms wesentlich von den anderen Signalen zu unterscheiden beginnt. Betrachtet man allerdings den RCAR-Test und vergleicht das Standard-FE-Modell dazu, so tritt erst nach etwa 20 ms eine deutliche Unterscheidung zwischen diesen Signalen auf. Es sei nochmals erwähnt, dass auf das dritte FE-Modell keine Geschwindigkeit oder Lasten etc. aufgebracht wurden, sondern das deutlich wahrnehmbare Signal allein durch numerische Effekte verursacht wird. Daran wird deutlich, wie wichtig es ist, das FE-Modell insbesondere für low speed-Lastfälle und allgemein solche mit niedrigem Energieeintrag hinsichtlich den Sensing-Erfordernissen entsprechend aufzubereiten. Mit solch einem verbesserten Modell ergibt sich das Signal, welches im Vergleich zu den anderen nur noch vernachlässigbare Ausschläge um die Null aufweist.

In Abbildung 4.6b zeigen die Signale am SDM im Wesentlichen das gleiche Verhalten, wie in Abb. 4.6a. Der Peak am Anfang des Signals des Standard-FE-Modells auf fast 75 % des Maximalpeaks des 64 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ ist eine Folge der „initial stresses“ und zeigt deutlich, wie signifikant diese das Signal beeinflussen

und damit gegebenenfalls für die Verwendung zur Algorithmus-Kalibrierung unbrauchbar machen. Das verbesserte Modell allerdings zeigt auch am SDM kaum noch signifikante Schwingungen. Dieses für Sensing optimierte Modell dient im Folgenden als Basis für die Simulation der Misuse-Lastfälle. Wenn in den folgenden Kapiteln vom Crash-FE-Modell die Rede ist, so ist nun dieses bereits für die Sensing-Simulation optimierte Modell gemeint.

Den Einfluss der Verbesserungsmaßnahmen einzelnen zu bemessen und auf Basis dessen zu beurteilen, ob sich die Korrekturen vom Aufwand-Nutzen-Verhältnis lohnen, ist schwierig, da sich daraus keine Allgemeingültigkeit ableiten lässt. Die konkreten Ursachen für auftretendes Rauschen werden sich in der Regel von Modell zu Modell unterscheiden und in unterschiedlichem Umfang auftreten. Ferner ist zu wiederholen, dass sich nicht etwa kalkulierbare Fehler ergeben. Die Vorhersagequalität und die Ergebnisgüte des Modells ist insgesamt eingeschränkt, bis nicht gezeigt ist, dass auftretende Störungen keinen negativen Effekt auf ein bestimmtes Ergebnis haben.

Im hier vorliegenden Fall zeigten die Vorspannungen (initial stresses) den größten Anteil am Rauschen bzw. der Verbesserung des Signals, gefolgt von der Korrektur der Kontaktdefinitionen. Die Korrektur der Durchdringungen (initial penetrations), obschon in der Energiebilanz deutlich sichtbar, hatte den geringsten Anteil an der Signalverbesserung, wobei dabei natürlich ein entscheidender Faktor ist, wie weit die betroffenen Bauteile von einer Sensorposition entfernt sind. Weitere Maßnahmen, um auf Basis dieses Sensing-Modells die Misuse-Lastfälle simulieren zu können, werden in den folgenden Kapiteln betrachtet. Diese Untersuchungen werden anhand ausgewählter Misuse-Lastfälle aus den drei genannten Versuchs-Kategorien untersucht.

4.2 Auswahl der zu simulierenden Lastfälle

Die Bedeutung der Misuse-Lastfälle für die Entwicklung der Crash-Sensorik wurde bereits in Abschnitt 1.2 aufgezeigt. Hier wird nun dargestellt, welche Lastfälle konkret ausgewählt werden, um daran die Umsetzbarkeit mittels CAE zu untersuchen.

Zunächst wird die Kategorie der Laborversuche betrachtet. In dieser Kategorie befindet sich das Fahrzeug stets in Ruhe, während auf verschiedene Arten Energie, meist in Stoßform, in die Struktur eingeleitet wird. Dies erfolgt entweder manuell oder durch Vorrichtungen mit exakt definierten Energien. Somit gibt es Versuche, die sich genau reproduzieren lassen und solche, die schon aufgrund des Versuchsaufbaus eine Streuung beinhalten. Diese Streuung ist durchaus zulässig und gegebenenfalls sogar erwünscht. Denn Zweck der Misuse-Lastfälle ist es ja gerade, das Verhalten des Crash-Sensierungssystems hinsichtlich seiner Robustheit zu prüfen. Daher ist es besonders geeignet, nicht nur exakt reproduzierbare Versuche durchzuführen, sondern auch Variationen zuzulassen. Für die Umsetzung und Abbildung eines Lastfalls mittels CAE eignen sich reproduzierbare, klar definierte Lastfälle natürlich besser. Allerdings wird sich im Folgenden nicht nur auf jene beschränkt. Für die manuellen Versuchsdurchführungen existieren Erfahrungswerte darüber, in welchen Geschwindigkeits- bzw. Energiebereichen die Belastung der Struktur erfolgt. Somit lassen sich auch manuelle Versuche für die folgenden Untersuchungen heranziehen. Betrachtet man sich die relevante Signallänge bei den Labor-Lastfällen, so beträgt die zu simulierende Ereignislänge jeweils unter 100 ms. Damit eignen sich die Labor-Lastfälle gut für die Simulation unter Verwendung des FE-Crash-Modells in LS-DYNA (explizit).

Ein großer Teil der Labor-Lastfälle sind Pendelschlag-Versuche auf verschiedene Stellen auf der Karosserie. Anhand dieser Pendelversuche werden Niedrig-Energie-Kollisionen abgebildet. Es existieren unterschiedliche Lastfall-Konfigurationen mit verschiedenen Pendelmassen, Auftreffgeschwindigkeiten und Impaktortypen. Für die CAE-Umsetzung eignen sich diese Lastfälle gut, da die Energie der Impaktoren klar definiert ist und in der Simulation reproduziert werden kann. In dieser Arbeit wird sich darauf beschränkt, die Untersuchungen anhand nur eines Impaktor-Typs durchzuführen. Mit diesem werden verschiedene Positionen und Energiekonfigurationen bezüglich ihrer CAE-Umsetzbarkeit untersucht.

Ein weiterer wesentlicher Bestandteil der Laborversuche ist das Zuschlagen von Hauben und Türen. Diese Zuschlag-Versuche werden unter anderem manuell durchgeführt. Um auch diese Konfigurations-

variante zu untersuchen, werden diese manuellen Zuschläge von Motorhaube und Fahrertür für die Simulation ausgewählt. Die Untersuchung der CAE-Umsetzung von Laborversuchen erfolgt in Kapitel 5.

Die Kategorie der Schlittenversuche beinhaltet das seitliche Bordsteinanrutschen. Lastfall-Konfigurationen sehen verschiedene Reibungskoeffizienten zwischen Reifen und Schlittenoberfläche vor, sowie verschiedene Auftreffgeschwindigkeiten und -winkel. Die Ereignislänge ist mit etwa 300 ms bereits deutlich länger als z. B. die der Laborversuche und auch von üblichen Crash-Lastfällen, die aus Sicht der Strukturbewertung meist nicht länger als 120 ms und für die Bewertung der Insassensicherheit bis 180 ms ausgewertet werden. Allerdings ist die für Sensing relevante Signallänge deutlich kürzer und beträgt etwa 60 – 100 ms. Dieser Lastfall wird in Kapitel 6 untersucht.

Die dritte Kategorie der Misuse-Lastfälle sind die Fahrversuche. Dabei ist das Fahrzeug nun nicht mehr stationär, sondern es werden verschiedene Versuchsszenarien durchfahren. Diese Kategorie ist sicherlich die anspruchsvollste bezüglich einer Abbildung für die Sensing-Simulation auf Basis eines FE-Crash-Modells. Die Dauer der manöver-basierten Fahrversuche und die Fahrversuche auf verschiedenen Fahrbahnoberflächen übersteigen mit einer Ereignislänge von über 1000 ms die Zeitspanne, die sich momentan mit expliziter FEA sinnvoll simulieren lässt. Die Versuche der verschiedenen Hindernisüberfahrten befinden sich mit einer Ereignislänge von unter 500 ms in einem Bereich, der sich noch für die Untersuchung einer FEA-Umsetzung dieser Lastfälle anbietet. Im Rahmen dieser Arbeit wird sich darauf beschränkt, aus den Lastfällen mit verschiedenen Hindernissen den Lastfall der Schlaglochdurchfahrt in Kapitel 7 näher zu betrachten.

Die Herausforderungen für die Abbildung von Misuse-Lastfällen für die Sensing-Simulation sind damit folgende: Der Energie-Eintrag ist deutlich niedriger als in gewöhnlichen Crash-Lastfällen. Wie die Betrachtungen in Abschnitt 4.1 zeigen, ergeben sich daraus besondere Anforderungen an die zu gewährleistende Modellqualität. Die drei Lastfall-Kategorien sind dahingehend zu untersuchen, welcher Detaillierungsgrad im FE-Modell benötigt wird, um das Signal in ausreichender Übereinstimmung zu den Versuchsergebnissen simulieren zu können. Ebenso gilt es die physikalischen Effekte zu erfassen, die für die Abbildung des Sensing-Signals entscheidend sind. Dies geschieht anhand der Fragestellung, in welchem Umfang sich Modell-Modifikationen auf das Signal auswirken und die Abbildung welcher Effekte aufgrund eines nur geringen Einflusses vernachlässigbar sind. Die vierte Herausforderung, insbesondere in der Kategorie der Fahrversuche, ist der Umgang mit der langen Simulationszeit und den daraus resultierenden Rechenzeiten.

Um die Modelle zu korrelieren, wird die in Abschnitt 3.4 vorgestellte Metrik CoSi verwendet. Mit ihr werden die Signale aus Simulation und Versuch miteinander verglichen und deren Übereinstimmung bewertet, um zu beurteilen, ob das Modell sich zur Simulation des Lastfalls eignet. Ferner wird dadurch sichergestellt, dass die Signale nach einem eindeutigen Kriterium und automatisiert übereinandergelegt werden und die Übereinstimmung objektiv bewertet wird. Als Referenz für den Grad der Übereinstimmung dient der definierte Korridor. Die Größe der Korridors wird, wenn nicht in Einzelfällen anders spezifiziert, zu $\Delta x = \pm 1 \cdot 10^{-3}$ s und $\Delta y = \pm 0,1 \cdot \max |a(t)|$ festgelegt, wobei $a(t)$ das als Basiskurve ausgewählte Signal ist. Die gewählte Korridorgröße orientiert sich zum einen daran, welche Streuung der Signale sich bei den Versuchen beobachten lässt. Zum anderen basiert sie darauf, wie groß die Abweichung laut Erfahrung und Abschätzung sein darf, um das Signal und damit den Lastfall für die Entwicklung des Sensing-Systems ausreichend genau abzubilden.

Wie in Abschnitt 3.1 erläutert, ist es für den Simulationserfolg entscheidend, dass das CAE-Modell mit dem Versuch bezüglich Inhalt und Randbedingungen übereinstimmt. Das FE-Modell entspricht allerdings nicht in jedem Detail dem Versuchsfahrzeug. So ist eine Schwierigkeit bei der Korrelation die Historie zu berücksichtigen, die die Versuchsfahrzeuge hinter sich haben. Üblicherweise werden eine Reihe von Versuchen mit demselben Fahrzeug durchgeführt. Deshalb können Vorschädigungen am Fahrzeug vorhanden sein und verschiedene Komponenten werden im Laufe der Versuchs-Durchführungen bei größeren Beschädigungen ausgetauscht oder repariert. Damit besteht eine gewisse Unsicherheit hinsichtlich des Modellinhalts und wie gut es das Versuchsfahrzeug noch abbildet. Diese Unsicherheiten gilt es bei der Korrelation und der Bewertung der Simulationsergebnisse zusätzlich zu bedenken.

Die Korrelation erfolgt im Folgenden immer an dem Sensor, der das größte Signal misst. Dies ist der Sensor, der am dichtesten an der Stelle liegt, an der der Energieeintrag erfolgt. Das Signal diesen Sensors ist somit entscheidend für die Auslösung und sollte folglich auch so genau wie möglich abgebildet werden.

Abschließend werden die Signale aus der Simulation hinsichtlich ihrer Übereinstimmung mit den Signalen aus dem Versuch auch durch den Hersteller des Steuergerät-Algorithmus bewertet. Als Bewertungsmaßstab dienen verschiedene Auslöseschwellen und ob bzw. wann die Signale diese erreichen. Somit wird final beurteilt, ob die CAE-Signale sich eignen, die Robustheit des Auslöse-Algorithmus zu prüfen.

5 Simulation der Laborversuche

In diesem Kapitel werden zunächst in Abschnitt 5.1 und 5.2 die CAE-Abbildung von Tür- und Haubenzuschlägen und anschließend in Abschnitt 5.3 die Pendelschläge anhand ausgewählter Lastfallkonfigurationen untersucht. Mit den Laborversuchen wird untersucht, dass keine ungewollte Auslösung der Rückhaltesysteme bei unsachgemäßem Umgang mit dem Fahrzeug oder durch Niedrigenergiekollisionen (z. B. sog. Parkrempler oder Schläge auf die Karosserie) erfolgt. Das Fahrzeug befindet sich dabei in Ruhe mit eingeschalteter Zündung, was Voraussetzung für eine Auslösung der Airbags ist.

5.1 Simulation des Türzuschlags

Der Türzuschlag wird durchgeführt, um auszuschließen, dass eine Auslösung des Seitenairbags durch eine übermäßig heftig zugeschlagene Tür stattfindet. Dazu werden hier die manuell durchgeführten Versuche betrachtet. Dabei wird die Tür in vier subjektiven Stufen normal (M1), mittel (M2), stark (M3) und sehr stark (M4) zugeschlagen. Die Versuche werden mit geöffneter Seitenscheibe durchgeführt, so dass der Fahrzeuginnendruck hier nicht weiter berücksichtigt werden muss.

Vergleicht man die Signale am SIS aus verschiedenen Versuchen mittels CoSi miteinander ($\Delta x = \pm 1 \cdot 10^{-3}$ s und $\Delta y = \pm 10$ m/s², im Intervall von 0 bis 35 ms), so ergeben sich die Werte, wie sie in Tabelle 5.1 (Versuch A vs B) aufgeführt sind. Die Werte von \tilde{c} schwanken in der Größenordnung um 1, wodurch sich zeigt, dass durch die gesetzte Korridorgröße die Signalstreuung im Versuch abgebildet wird. Die Werte von P nahe 1 zeigen, dass sich die Signale der verschiedenen Versuche jeweils gut zueinander in Phase befinden. Die Amplituden der zweiten Versuche in den jeweiligen Lastfällen sind tendenziell stets niedriger als die der ersten Versuche, erkennbar an den s -Werten im Bereich von $s = 1,4$ bis $2,4$. Dies unterstreicht aber auch, welche Streuungen hinsichtlich der Amplituden im Versuch auftreten können. An diesen Bewertungen ist somit die Streuung ersichtlich und auch in welchem Bereich die Ergebnisse der Simulation liegen sollten, um mit dem Versuch vergleichbar zu sein.

Der Ausgangspunkt für die Simulation des Türzuschlags für die Sensing-Simulation ist das oben eingeführte FE-Crash-Modell (siehe Abschnitt 4.1). Auf Basis dieses Modells ist zunächst sicherzustellen, dass die Gelenkdefinitionen (sog. „revolute joint“, *CONSTRAINED_JOINT_REVOLUTE [56]), welche die Türscharniere abbilden, die Kinematik des Öffnens und Schließens ermöglichen. Die Abbildung des gesamten Schwenkbereichs bis zum maximalen Öffnungswinkel ist in der Simulation natürlich nicht nötig. Es genügt für die Simulation die Tür um wenige Grad aus der Design-Position heraus zu öffnen. Im Standard-Modell sind ferner nur der Schließbügel, jedoch weder die Mechanik des Türschloss, noch die Türdichtungen abgebildet. Im Seitencrash ist deren Beitrag zur Steifigkeit der Fahrzeugseite und damit die Beeinflussung der Intrusion vernachlässigbar. Somit ist es dort gerechtfertigt auf die Abbildung dieser Komponenten zu verzichten. Für die Sensing-Simulation dieses Lastfalls gilt es allerdings, diese Annahme zu überprüfen.

Zu Beginn wird mit dem Standard-Crash-Modell gerechnet, in der Türschloss und Dichtungen nicht abgebildet sind. Die Tür tritt mit einer Winkelgeschwindigkeit von $\dot{\varphi} = 1,86 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ in Kontakt mit dem Türrahmen. Diese Geschwindigkeit ergibt sich als Mittelwert aus verschiedenen Versuchen, in denen die Geschwindigkeit der manuell, „normal“ zugeschlagenen Tür (Versuch M1) gemessen wurde. Das Setzen der Geschwindigkeitsanfangsbedingung erfolgt durch Verwendung von *INITIAL_VELOCITY_GENERATION und durch Angabe der Rotationsachse als Vektor (XC, YC, ZC, NX, NY, NZ), die geometrisch durch das Türscharnier festgelegt ist und sich folglich im Modell bestimmen lässt. Das Aufbringen der Winkelgeschwindigkeit erfolgt mittels OMEGA und STYP=3, IVATN=1 auf das in der genannten Karte definierte Knoten-Set, welches die Knoten der Tür enthält.

Die Variationen durch die manuelle Versuchsdurchführung werden bei der Korrelation der Signale auch durch den CoSi-Korridor berücksichtigt, so dass hier keine Geschwindigkeitsvariationen innerhalb einer Lastfallkonfiguration vorgenommen werden. Die Korrelation erfolgt mittels der Signale am SIS. Das Signal dieser Simulation (Sim 1) ist in Abbildung 5.2 zusammen mit Versuch A und den weiter unten folgenden Simulationen dargestellt. Hier wird sich darauf beschränkt, die Ergebnisse anhand der

CoSi-Ergebnisse zu diskutieren. Durch den Korridor in CoSi wird die Streuung im Versuch gut abgebildet. Gemessen an den absoluten Ausschlägen wird durch das Δy eine relativ große Streuung abgebildet, die auch der manuellen Versuchsdurchführung geschuldet ist. Die Signale am SDM werden hier nicht gesondert ausgewertet und diskutiert. Bei diesem Lastfall sind die Ausschläge der Signale am SDM so niedrig, dass ein Vergleich dort wenig aufschlussreich ist.

Mit dem Standard-Crash-Modell (Sim 1) sind die resultierenden CoSi-Werte $c = 0,80$, $P = 1,13$ und $s = 0,67$. Die Übereinstimmung mit der Kurve bzw. dem Korridor ist mit diesem Modell somit bereits relativ gut und kann als im Rahmen der Versuchsstreuung liegend angesehen werden. Hinsichtlich der Phase korrelieren Versuch und Simulation Sim 1 bereits sehr gut. Lediglich die Abweichung in der Amplitude ist etwas größer. Das simulierte Signal müsste für Erreichen der besten Übereinstimmung laut CoSi um etwa ein Drittel herunterskaliert werden. Damit ist auch klar, dass Versuch A hinsichtlich der Amplitudenhöhe zwischen Versuch B und Sim 1 liegt.

Als nächstes wird untersucht, wie sich das Signal verbessert, wenn der Detaillierungsgrad des Modells erhöht wird. Dafür wird zunächst das Türschloss hinsichtlich seiner Steifigkeit berücksichtigt (Sim 2). Der Aufwand, die Schlossmechanik komplett abzubilden, ist aufgrund ihrer Komplexität für diesen Zweck jedoch unverhältnismäßig hoch. Im Folgenden wird in verschiedenen Schritten die Detaillierung des Modells erhöht, indem die entsprechenden Komponenten berücksichtigt werden. Um den Aufwand zu begrenzen, erfolgt die Abbildung der fehlenden Komponenten durch Ersatzmodelle, d. h. durch diskrete Feder- und Dämpferelemente.

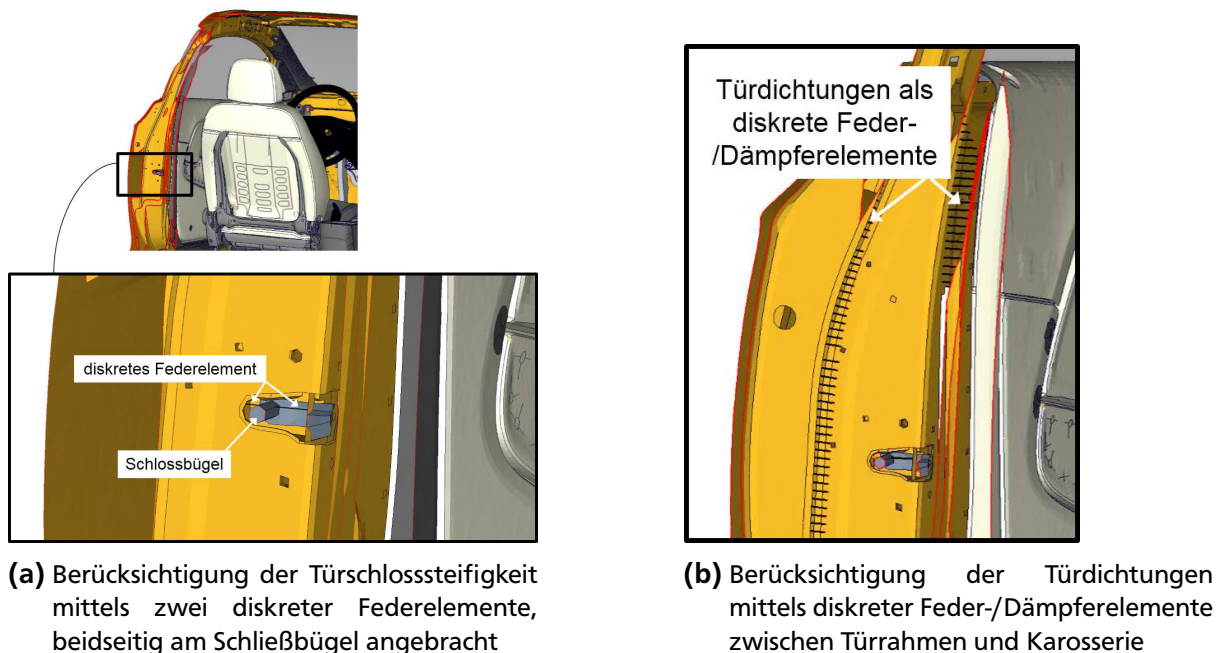


Abbildung 5.1: FE-Modell für die Simulation des Türzuschlags

Zunächst wird die Abbildung des Türschlosses näher betrachtet. Die Steifigkeit des Mechanismus wird mit zwei diskreten Federn auf beiden Seiten des Schließbügels abgebildet (siehe Abbildung 5.1a). Durch die innere Feder wird die Steifigkeit des Schlosses beim Schließen der Tür berücksichtigt. Aufgrund der erhöhten Schließgeschwindigkeit im Vergleich zum normalen Gebrauch, erfährt die Tür einen Rückstoß. Durch das dann geschlossene Türschloss wird das Aufschwingen der Tür in der Regel verhindert. Um dies abzubilden, wird zusätzlich zu der inneren Feder eine Feder auf der Außenseite des Schlossbügels verwendet, wie in Abbildung 5.1a dargestellt. Diese Modellierungsweise folgt dem Ansatz der zur Simulation von Dauerlaufversuchen des Schließvorgangs durchgeführt wird. Die Startposition ist nun die bereits geschlossene Tür, die mit entsprechend reduzierter Geschwindigkeit beaufschlagt wird. Auf Basis von Erfahrungswerten aus Türschließdauerläufen wird diese um 30 % reduziert. Zur Berücksichtigung

der Steifigkeit des Türschlosses konnte nur auf empirische Kennlinien zurückgegriffen werden, die zudem auch keine Geschwindigkeitsabhängigkeit aufweisen. Diese Kennlinien dienen als Ausgangspunkt für die Kalibrierung der Simulationen in dieser Arbeit. Allerdings ist zu beachten, dass diese für deutlich niedrigere Geschwindigkeiten validiert wurden als sie hier in den Misuse-Versuche verwendet werden.

Wird dieser Lastfall mit jenen Modellmodifikationen simuliert, so lässt sich durchaus eine Verbesserung in der Übereinstimmung mit dem Versuch feststellen. Die CoSi-Bewertung dafür ist $c = 0,50$, $P = 1,05$ und $s = 0,82$ (Sim 2). Man erkennt daran, dass ein höherer Detaillierungsgrad des Modells für eine höhere Ergebnisgüte sorgt, womit dies auch die Verbesserungsmaßnahme aus [41, 44] bestätigt. Zur weiteren Verbesserung und als nächster Schritt für eine weitere Detaillierung wird die Abbildung der Türdichtungen betrachtet (Sim 3). Die Beschreibung der Materialparameter für diese Komponenten (Elastomer mit Luftfüllung) ist nicht trivial und ein Materialmodell steht nicht zur Verfügung. Im Rahmen dieser Arbeit wird deshalb auf empirische Kennlinienwerte zurückgegriffen. Diese Werte stammen ebenfalls aus der Simulation von Dauerlauf-Schließvorgängen, obschon auch diese für niedrigere Geschwindigkeiten erstellt wurden, so dass ihre Anwendbarkeit auf andere Geschwindigkeiten zunächst fraglich ist. Die Modellierung erfolgt wiederum anhand von diskreten Feder- und Dämpferelementen, die zwischen Tür und Rahmen eingefügt werden. Eine deutliche Verbesserung in der Übereinstimmung der Signale ist nicht festzustellen. CoSi bewertet dieses Signal im Vergleich zu Sim 2 sogar etwas schlechter mit $c = 0,89$, $P = 1,14$ (Sim 3). Lediglich hinsichtlich der Amplitudengröße wird durch $s = 0.85$ eine Verbesserung angezeigt. Dieses Ergebnis zeigt, dass die Materialwerte nur bedingt für diesen Lastfall geeignet sind. Nun lassen sich anhand der Kennlinien zur Beschreibung der Dämpfungs- und Steifigkeitscharakteristiken das Signal verbessern und die Ergebnisse der Simulation entsprechend am Versuch kalibrieren. In Zukunft sind hier weitere Versuche nötig, um die Steifigkeiten des Türschlosses und die Materialeigenschaften der Dichtungen zu bestimmen. Man erkennt in der hier durchgeführten Untersuchung, dass durch die Berücksichtigung dieser Komponenten, selbst wenn dies nur auf Basis von empirischen Werten geschieht, sich die Korrelation verbessern lässt (Verbesserung nach Kennlinien-Kalibrierung: $c = 0,85$, $P = 1,15$, $s = 0,84$, Sim 4 M1). Allerdings ist der Aufwand dafür beachtlich und rechtfertigt sich nicht durch eine deutliche Verbesserung der Ergebnisse. Auch im höheren Frequenzbereich ließ sich hier durch Hinzufügen der Dichtungen keine deutliche Verbesserung feststellen.

Tabelle 5.1: Ergebnis des Signalvergleichs am SIS durch CoSi im Lastfall „Türzuschlag“

Lastfallkonfig.	\tilde{c}				P			
	M1	M2	M3	M4	M1	M2	M3	M4
Versuch A vs B	0,70	1,13	1,06	0,90	1,05	1,05	1,02	1,02
A vs Sim 1	0,71	-	-	-	1,13	-	-	-
A vs Sim 2	0,48	-	-	-	1,05	-	-	-
A vs Sim 3	0,78	-	-	-	1,14	-	-	-
A vs Sim 4	0,74	1,26	0,93	0,75	1,15	1,16	1,05	1,04
Lastfallkonfig.	c				s			
	M1	M2	M3	M4	M1	M2	M3	M4
Versuch A vs B	0,73	1,18	1,08	0,92	1,95	2,41	1,67	1,40
A vs Sim 1	0,80	-	-	-	0,67	-	-	-
A vs Sim 2	0,50	-	-	-	0,82	-	-	-
A vs Sim 3	0,89	-	-	-	0,85	-	-	-
A vs Sim 4	0,85	1,46	0,98	0,78	0,84	0,53	1,21	0,99

Da dieser Lastfall aufgrund der relativ niedrigen Signale in der Regel auch unkritisch für die Auslöseentscheidung ist, lässt sich der Aufwand für die zusätzliche Detaillierung kaum rechtfertigen. Damit gilt es als ausreichend, bereits mit dem FE-Standard-Modell erste Untersuchungen durchzuführen, um

mit für die Sensing-Entwicklung ausreichender Sicherheit beurteilen zu können, ob kritische Signale auftreten. Mit dem Simulationsmodell Sim 4 sind die anderen Lastfallkonfigurationen M2, M3, M4 ebenfalls berechnet worden. Die CoSi-Bewertung ist Tabelle 5.1 zu entnehmen und die Signale sind in Anhang C.1 dargestellt. Auch diese Ergebnisse zeigen, dass die Simulationsergebnisse hinsichtlich Form, Phase und Größe im Bereich der Versuchsstreuung liegen. Die Bewertung der Signale durch den Algorithmus-Hersteller wird in Abschnitt 5.4 diskutiert.

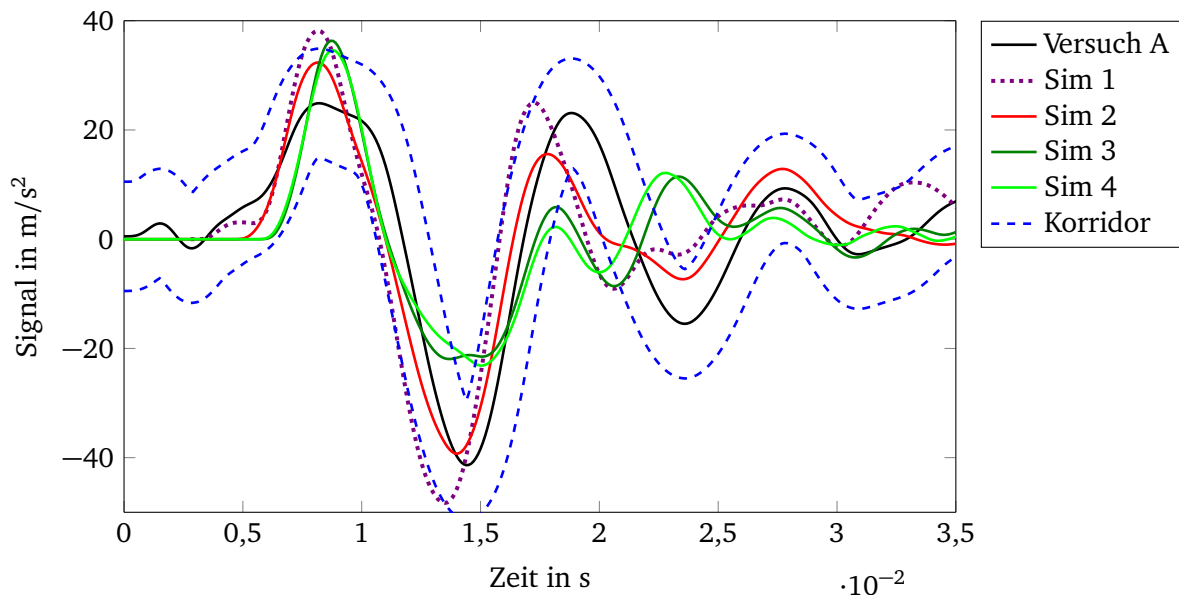


Abbildung 5.2: Signale am SIS im Lastfall Türzuschlag M1

5.2 Simulation des Haubenzuschlags

Als nächster Lastfall aus der Kategorie der Laborversuche wird der Zuschlag der Motorhaube betrachtet. Dieser weist eine ähnliche Charakteristik auf, wie der oben vorgestellte „Türzuschlag“-Lastfall. Im Versuch erfolgt das Zuschlagen manuell, so dass die Geschwindigkeit der Haube wiederum nur basierend auf vorher durchgeführten Messungen abgeschätzt werden kann und so eine gewisse Streuung zugelassen wird ($4 - 6 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$). Die Simulationsschritte erfolgen ähnlich zum obigen Türzuschlag. Zunächst wird mit dem Standard-FE-Crash-Modell begonnen (siehe Abb. 5.3a).

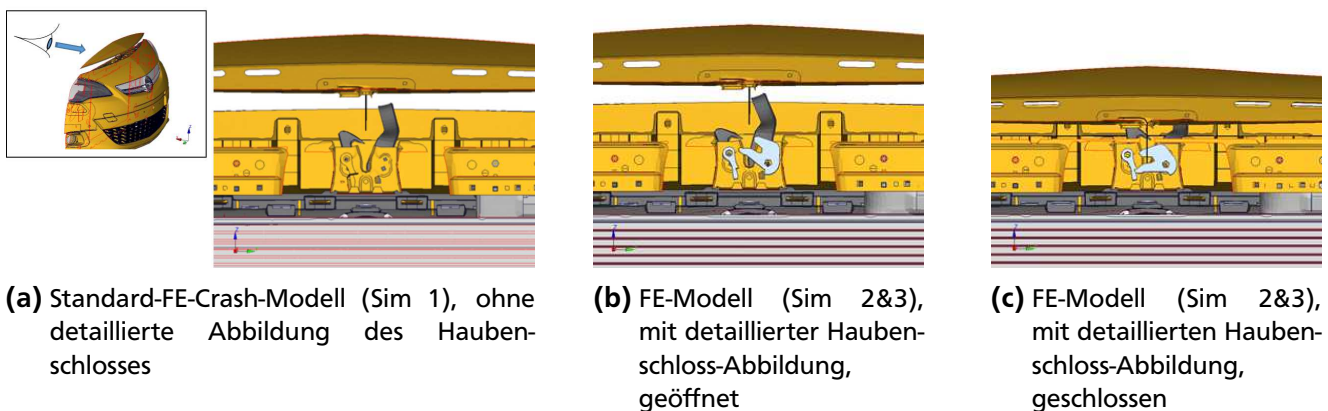


Abbildung 5.3: Detailansicht der FE-Modelle für die Simulation des Lastfalls „Haubenzuschlag“

Als erster Schritt ist die Kinematik des Haubenmechanismus mittels oben genannter Joint-Definitionen gemäß [56] korrekt abzubilden. So lässt sich die Haube in die korrekte Ausgangslage bringen. Natürlich

gilt wie bereits beim Türzuschlag in Abschnitt 5.1, dass es nicht nötig ist, den kompletten Weg beginnend vom maximalen Öffnungswinkel zu simulieren. Es ist ausreichend, die letzten Grad vor dem Schließen zu simulieren. Um die Haube in die richtige Ausgangsposition zu bringen, ohne dies vorzusimulieren, bietet es sich an, im Pre-Processor einen Mechanismus zu definieren [92]. Auf Grund der Ausführung als Parallelogrammscharnier, siehe Abbildung 5.4, ist es wichtig, die Kopplung der Freiheitsgrade korrekt zu definieren. Andernfalls besteht die Gefahr, dass in der Ausgangslage Durchdringungen zwischen Bauteilen auftreten, was es stets zu vermeiden gilt, wie in Abschnitt 4.1.1 gezeigt wurde.

Die erste Simulation (Sim 1) erfolgt mit dem Standard-Modell. Die Gummi-Buffer, auf denen die Haube liegt, sind bereits im Modell vorhanden. Das Haubenschloss ist zunächst nicht abgebildet (siehe Abb. 5.3a). Die Geschwindigkeitsaufprägung erfolgt analog zu Abschnitt 5.1 mittels *INITIAL_VELOCITY_GENERATION. In diesem Lastfall liefert der zentrale EFS das entscheidende Signal. Die Sensorsignale des EFS aus Versuch und Simulation sind in Abbildung 5.5 dargestellt. Der CoSi-Korridor ist mit $\Delta x = \pm 1 \cdot 10^{-3}$ s und $\Delta y = \pm 0,1 \cdot \max |a(t)|$ definiert, wobei $a(t)$ hier das Signal des Versuchs A ist. Betrachtet man sich die Signale dreier Haubenzuschlag-Tests (Versuch A, B, C), lässt sich bereits die Streuung in den Signalen feststellen (Versuch A vs B: $c = 1,18$, $P = 1,11$, $s = 0,69$; Versuch A vs C: $c = 2,39$, $P = 1,34$, $s = 0,86$, siehe Tab. 5.2). Mit dem Standard-Modell ohne weitere Detaillierung (Sim 1), wird eine Übereinstimmung mit etwas größerer Abweichung als die Versuchsstreuung erreicht ($c = 2,42$, $P = 1,33$, $s = 0,5$). Das Resultat des Skalierungsfaktors ist hier etwas irreführend. Mitnichten sind die Amplituden hier in der Simulation doppelt so hoch. CoSi nutzt aus, dass durch Herunterskalierung das Signal über weite Strecken innerhalb des Korridors liegt. Nach anschaulicher Betrachtung der Signale müsste es eher hochskaliert werden. CoSi schlägt dies nicht vor, da aufgrund der Formabweichungen dadurch der Abstand zwischen den Signalen vergrößert würde.

Als nächster Schritt wird auch hier untersucht, ob eine höhere Modelldetaillierung die Signalkorrelation verbessern kann. Der Mechanismus des Haubenschlosses ist bedeutend einfacher als der des Türschlosses. Deshalb wird es geometrisch modelliert. In Abbildung 5.3b ist es im geöffneten Zustand und in Abb. 5.3c im geschlossenen Zustand dargestellt. Die Schlosssteifigkeiten werden hier durch *CONSTRAINED_JOINT_STIFFNESS berücksichtigt. Da in dieser Arbeit in erster Linie die prinzipielle Machbarkeit in der Simulation untersucht wird und nicht die genaue Korrelation auf Versuchsergebnisse im Vordergrund steht, wird erneut auf empirische Steifigkeiten aus der Simulation von Dauerlaufversuchen zurückgegriffen. Dabei wurden die Steifigkeiten so angepasst, dass die Funktionalität des Schlosses gegeben ist, d. h. ein korrektes Einschnappen des Schließbügels bei den gegebenen Geschwindigkeiten. Durch Verwendung dieses detaillierteren Modells (Sim 2) wird eine deutliche Verbesserung der Signalübereinstimmung erreicht, angezeigt durch das CoSi-Ergebnis $c = 1,62$, $P = 1,17$, $s = 0,56$. Die Korrelation dieses Ergebnisses lässt sich nun durch entsprechenden Kalibrierungsaufwand der Schlosssteifigkeiten und der Schließgeschwindigkeiten weiter verbessern. Nach einigen Kalibrierungsschritten erhält man das Ergebnis (Sim 3) $c = 1,52$, $P = 1,23$, $s = 0,55$. Auch bei diesem Lastfall ist der Aufwand in Relation zu der Relevanz hinsichtlich der Gefahr von Fehlauflösungen zu beachten. Somit ist in diesem Fall festzuhalten, dass sich der Aufwand, ein validiertes Schlossmodell zu erstellen, aus Sicht der Sensing-Simulation nicht lohnt. Auch angesichts der Streuung im Signal durch die manuelle Testdurchführung lässt sich eine Kalibrierung der Daten auf ein bestimmtes Signal eines einzelnen Versuchs hin nicht rechtfertigen. Es kann hier bereits als ausreichend erachtet werden, den Lastfall durch Skalierung des Simulationssignals auf kritische Auffälligkeiten und so auf die Robustheit gegenüber Fehlauflösungen zu untersuchen. Betrachtet man zum Beispiel das Simulationssignale Sim 3 hochskaliert um den Faktor 1,5, so verbessert sich nochmals die Übereinstimmung auf $c = 1,24$, $P = 1,23$ und $s = 0,82$. Es zeigt sich somit, dass sich zwar durch zusätzlichen Modellierungsaufwand die Korrelation verbessert, sich die Prädiktivität des Modells jedoch nicht grundsätzlich erhöht und sich die Streubreite der Versuche genauso durch Verwendung eines der simulierten Signale mit entsprechender Skalierung abbilden lässt.

Damit zeigte sich in den Lastfällen des Hauben- und Türzuschlags, dass sich eine Erhöhung des Detaillierungsgrades nicht zwingend lohnt. Der Aufwand steht nicht in wirtschaftlich sinnvollem Verhältnis zur Verbesserung in der Korrelation bzw. kann dabei auch nicht per se von erhöhter Prädiktivität

ausgegangen werden. Im Folgenden wird ein dritter und wesentlicher Lastfall aus der Kategorie der Labor-Lastfälle untersucht.

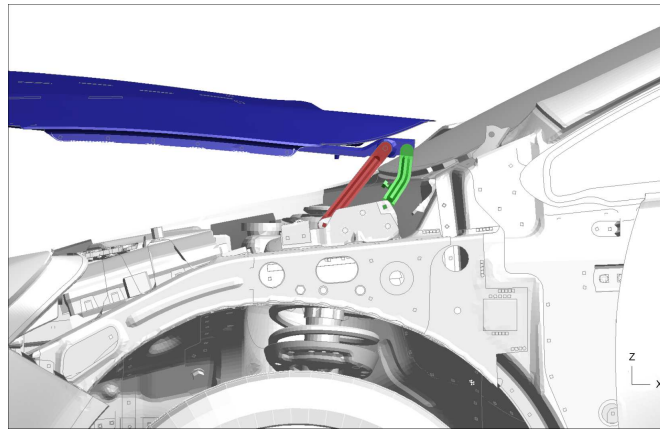


Abbildung 5.4: Darstellung des Haubenscharniers zur Einstellung der Anfangsposition im Pre-Processing

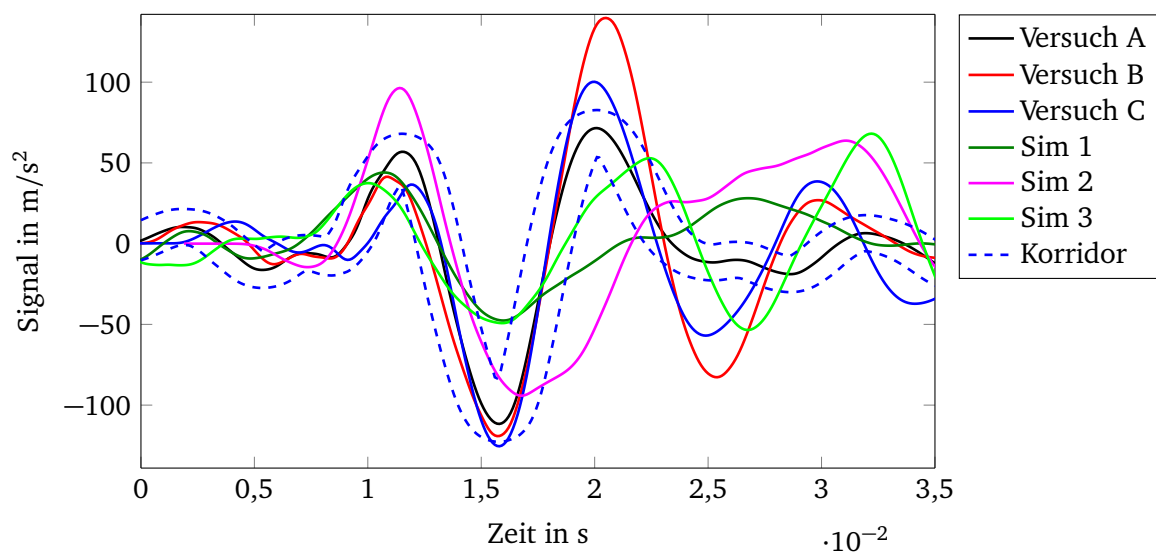


Abbildung 5.5: Signale am EFS (center) im Lastfall Haubenzuschlag

Tabelle 5.2: Ergebnis des Signalvergleichs am EFS durch CoSi im Lastfall „Haubenzuschlag“

Lastfallkonfiguration	\tilde{c}	P	c	s
Versuch A vs Versuch B	1,72	1,39	2,39	0,86
Versuch A vs Versuch C	1,07	1,11	1,18	0,69
Versuch A vs Sim 1	1,83	1,34	2,42	0,50
Versuch A vs Sim 2	1,38	1,17	1,62	0,56
Versuch A vs Sim 3	1,24	1,23	1,52	0,55
Versuch A vs Sim 3 (skaliert)	1,01	1,23	1,24	0,82

5.3 Simulation des Pendelschlags

Ein wesentlicher Lastfall in der Kategorie der Laborversuche ist der Pendelschlag. Mit verschiedenen Pendelaufsätzen wird auf ausgewählte Positionen auf Tür und Karosserie geschlagen, um die Robustheit gegen Fehlauflösungen bei Niedrigenergiekollisionen und dem Auftreffen von Gegenständen sicherzustellen. Somit werden Ereignisse abgebildet, wie zum Beispiel „alltägliche“ Kollisionen mit Gegenständen wie Supermarktwagen, Fahrrädern, Mülltonnen oder das Aufprallen von Bällen etc. Das Versuchsprozedere sieht vor, diese Ereignisse durch verschiedene Konfigurationen eines auftreffenden Impaktors mit der Energie von 50 J oder 70 J bei jeweils 12 kg und 30 kg Pendelmasse abzutesten. Verschiedene Punkte auf dem Schweller und der B-Säule werden untersucht. Im Rahmen dieser Arbeit werden drei Position betrachtet, die im Folgenden als Position 1, 2 und 3 bezeichnet werden (siehe Abbildung 5.6).

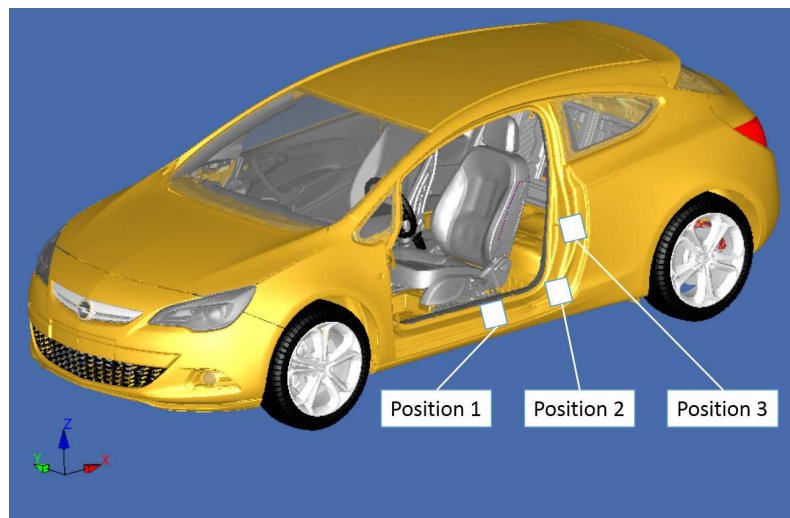


Abbildung 5.6: Verschiedene Auftreffpunkte des Lastfalls „Pendelschlag“

Zunächst wird erläutert, wie das reale Pendel hinsichtlich der Versuchsvorgaben konfiguriert wird. Aus der Aufhängung des Pendels im Labor und dem jeweils definierten Auftreffpunkt auf der Fahrzeugstruktur wird die Pendellänge l bestimmt. Damit lässt sich das Trägheitsmoment eines idealen mathematischen Pendels (massenloser Faden mit Punktmasse m am Ende) um die Aufhängung zu $\Theta_m = m \cdot l^2$ berechnen [93]. Die Masse m ist im Versuchsprozedere, wie oben aufgeführt, definiert. Für die Versuchsdurchführung wird aus Gleichsetzen des Trägheitsmomentes der realen Pendelkonstruktion mit dem idealen Pendel, eine entsprechende Zusatzmasse berechnet, die in der jeweiligen Auftreffhöhe angebracht wird. Somit wird mittels der gleichen Trägheitsmomente Äquivalenz zwischen dem realen und dem mathematischen Pendel hergestellt. Aus der Soll-Energie der jeweiligen Versuchskonfiguration lässt sich ferner einfach die Geschwindigkeit des Pendels am Auftreffpunkt und aus dem Gleichsetzen von potentieller und kinetischer Energie der notwendige Auslenkwinkel des Pendels berechnen.

Für die Simulation ist es zunächst naheliegend, als ersten Ansatz den Impaktor mit entsprechender Masse und Energie auf die definierten Positionen auftreffen zu lassen (siehe Abbildung 5.8a). Der Impaktor wird dabei als Starrkörper (*MAT_RIGID) angenommen. Das Signal des SIS wird für den Vergleich zwischen Simulation und Versuch verwendet. Des Weiteren werden im Versuch auf jede Stelle mindestens vier Pendelschläge mit den oben genannten Energie- und Massenkombinationen durchgeführt (S1: 12 kg, 50 J; S2: 12 kg, 70 J; S3: 30 kg, 50 J und S4: 30 kg, 70 J). Zusätzlich dazu wird im Versuch meist zunächst ein Probeschlag auf die entsprechende Pendelposition getätigt. Damit wird die korrekte Geschwindigkeit des Impaktors kurz vor dem Auftreffen überprüft. Diese Historie der Pendelschläge muss in der Simulation ebenfalls berücksichtigt werden. Insbesondere durch den ersten Schlag verformt die getroffene Struktur an der vom Impaktor getroffenen Stelle plastisch. Durch das dadurch

aufgebrauchte Energieabsorptionsvermögen des getroffenen Bauteils wird durch die Folgeschläge ein höheres Sensing-Signal erzeugt, siehe Abbildung 5.7. Dort ist das simulierte Signal des S1-Schlags auf Position 1 abgebildet, zum einen auf die undeformierte, zum anderen auf die durch einen Probeschlag vor-deformierte Struktur.

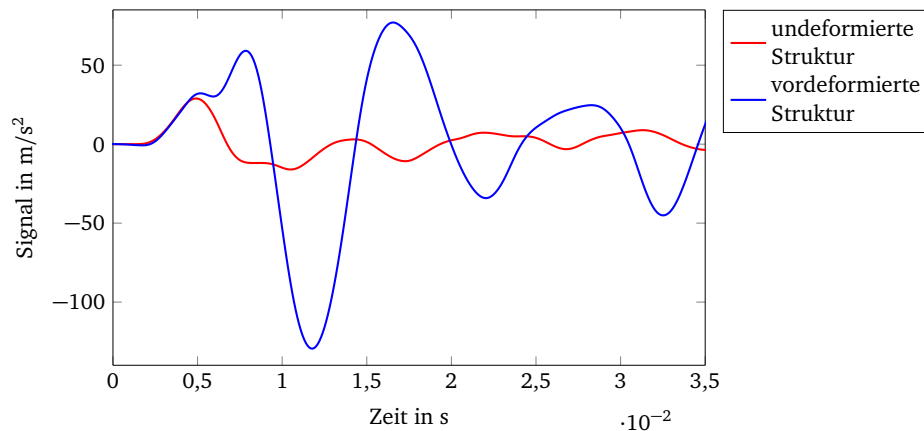


Abbildung 5.7: Signale am SIS ohne und mit Berücksichtigung der Vordeformation an der Pendelpos. 1

Diese Historie der Pendelschläge, beginnend mit dem Probeschlag, wird im Folgenden berücksichtigt. In der Simulation erfolgen somit der Reihe nach die Schläge S1, S2, S3 und S4 auf jeweils dieselbe Stelle. Um den Aufwand in der Modellierung und in der Handhabung der Daten gering zu halten, werden jene Pendelschläge nacheinander in einem einzigen Rechenlauf simuliert. Dies lässt sich einfach realisieren: Entsprechend der Anzahl der Schläge im Versuch wird der Impaktor mehrfach in das Modell eingefügt. Zwischen den Impaktoren ist kein Kontakt definiert, sondern lediglich zwischen dem jeweiligen Impaktor und der Fahrzeugstruktur. Die nötige Geschwindigkeit wird über eine **BOUNDARY_PRESCRIBED_MOTION* definiert. Darin lässt sich über das Setzen der Parameter *BIRTH* und *DEATH* die Schlagfolge der Impaktoren zeitlich steuern. Betrachtet man sich die gemessenen Signale, so lässt sich eine Signallänge von etwa 35 ms als relevant abschätzen. Um eine ausreichende Signallänge in Simulation und für das Post-Processing sicherzustellen, wird für jeden Pendelschlag eine Zeitspanne von 50 ms vorgesehen. Im Versuch werden die Pendelschläge zwar ebenfalls hintereinander auf die selbe Stelle durchgeführt, aber natürlich nicht unmittelbar. Die Fahrzeugstruktur befindet sich somit jedes Mal wieder in Ruhe und die Sensoren zeigen kein Signal. Um in der Simulation nicht auf ein Abklingen der Vibrationen der Struktur warten zu müssen, wird für 5 ms zusätzlich Dämpfung aufgebracht, bevor der nächste Schlag erfolgt. Dies erfolgt durch **DAMPING_GLOBAL*, bei der der Dämpfungskoeffizient über eine load curve mit Maximalwert 1, zeitlich entsprechend abgestimmt nach dem *DEATH*-Zeitpunkt des einen und vor dem *BIRTH*-Zeitpunkt des folgenden Pendelschlags auf das Modell appliziert wird. Dadurch wird erreicht, dass das Sensorsignal vor jedem Pendelschlag, der Realität entsprechend, ebenfalls auf Null zurückgeht. Für die Auswertung wird die zusammenhängende Ausgabe der Knotenbeschleunigung aus LS-DYNA entsprechend zerteilt und die einzelnen Signalbereiche werden den entsprechenden Lastfällen zugeordnet. Damit sind die Werte auf der Zeitachse des Signals aus der Simulation natürlich rein generisch. Umso entscheidender ist es deshalb, dass mit CoSi eine Möglichkeit besteht, die Simulations- und Versuchsdaten anhand eines eindeutigen Kriteriums synchronisieren zu können.

Im Weiteren wird exemplarisch das Ergebnis des Pendelschlags S2 auf Position 2 (siehe Abb. 5.6) diskutiert. Die Ergebnisse der anderen Pendelpositionen sind anhand der CoSi-Ergebnisse (für die finale Simulation Sim 3) in Anhang C.2 aufgeführt. Die Simulation erfolgt zunächst wie oben geschildert und in Abbildung 5.8a dargestellt. Bei erster Ansicht des Signals aus der Simulation (Sim 1 in Abb. 5.9) im Vergleich zum Versuch, lässt sich schnell feststellen, dass man auf diese Weise keine zufriedenstellenden Ergebnisse erzielt. Die Ergebnisse von CoSi $c = 4,36$, $P = 1,08$, $s = 0,25$ unterstreichen dies deutlich (Definition der Korridorgröße gemäß Abschnitt 4.2 zu $\Delta x = \pm 1 \cdot 10^{-3}$ s und $\Delta y = \pm 0,1 \cdot \max |a(t)|$). Man erkennt daran zwar, dass die Phase der Signale bereits sehr gut übereinstimmt. Die Amplituden des

Signals aber müssten auf etwa 25 % ihres ursprünglichen Wertes herunterskaliert werden, um bestmögliche Übereinstimmung mit dem Versuchssignal zu erreichen.

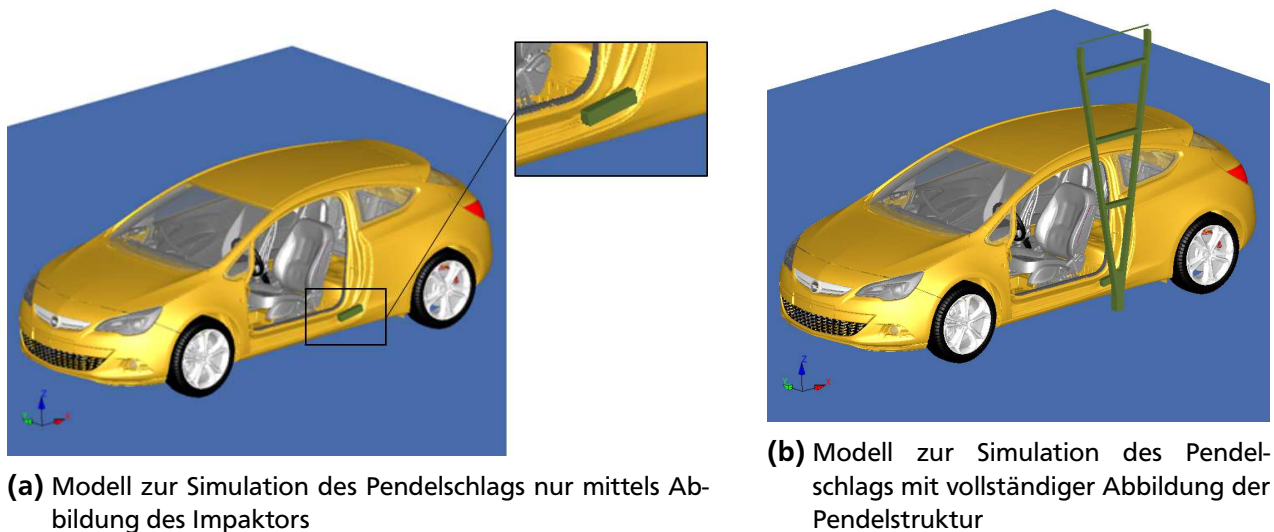


Abbildung 5.8: FE-Modelle für die Simulation des Lastfalls „Pendelschlag“

Dadurch liegt der Schluss nahe, dass der in Abbildung 5.8a dargestellte Abstraktionsgrad in Sim 1 zu hoch ist. Wie in Abschnitt 3.1 (siehe auch Abb. 3.1) bereits diskutiert, ist ein entscheidender Punkt zur Verbesserung der Korrelation, dass sich die Randbedingungen in Simulation und Versuch möglichst exakt entsprechen. Dies ist hier offensichtlich noch nicht der Fall. Deshalb wird als nächster Schritt untersucht, mit welchen Maßnahmen eine Verbesserung erreicht werden kann.

Da allein mit dem Auftreffen des Impaktors der Versuch nicht adäquat abgebildet wird, bietet dies den nächsten Ansatzpunkt: Im Versuch wird ein Pendelgestänge aus Aluminium mit einer Länge von 2,45 m verwendet, wie auch in Abbildung 5.8b dargestellt. Bei einem Pendel diesen Aufbaus kann nicht ohne weiteres davon ausgegangen werden, dass dessen Steifigkeit vernachlässigt werden kann. Durch Berücksichtigung des Versuchsaufbaus ist eine Verbesserung in der Übereinstimmung der Signale zu erkennen (siehe Sim 2, Abb. 5.9). CoSi bewertet dieses Signal folgerichtig deutlich besser mit $c = 1.21$, $P = 1.04$ und $s = 0.55$. Aber wie der Skalierungsfaktor s deutlich macht, sind nach wie vor hohe Abweichungen in der Amplitude zu erkennen.

Damit ist der nächste Schritt den Detaillierungsgrad des Simulationsmodells zu erhöhen. Bereits in [41, 44] wurde ausgeführt, dass das Hinzufügen fehlender Teile die Korrelation verbessert. Insbesondere die zu hohen Amplituden des Simulationssignals, obwohl der Energieinput jedoch nachweislich mit dem Versuch übereinstimmt, liefern einen deutlichen Hinweis darauf, dass dämpfende Komponenten im Modell fehlen. Eine Überprüfung zeigt, dass hier die Schäume fehlen, die im Inneren der B-Säule und des Schwellers insbesondere zur Geräusch- und Vibrationsdämpfung dienen. Dazu werden die Hohlräume mit porösen Schaummedien gefüllt [94]. Die Positionen dieser Schaumeinleger ist in Abbildung 5.10 dargestellt. Nach dem Aufschäumen füllen diese die Hohlräume aus.

Im Crash-Modell werden diese nicht abgebildet, da sie in den simulierten Seitencrashes die Intrusion der B-Säule kaum beeinflussen. In der Sensing-Simulation allerdings zeigt bereits ein Hinzufügen dieser Schaumteile als einfaches Solid-Modell mit einem generischen Schaum-Materialmodell eine deutliche Verbesserung (Sim 3, Abb. 5.9). CoSi zeigt dies deutlich mit einem Ergebnis von $c = 0,81$, $P = 1,05$, und $s = 0,77$. In Ermangelung eines konkreten Materialmodells und dem Fehlen selbst grundlegender Kennwerte für einen solchen Polyurethan-Schaum, wurde ein empirisches Schaummodell auf Basis einer **MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY*-Formulierung für das verwendete Solid-Modell mit vergleichbarer Dichte und vergleichbarem E-Modul verwendet [94–98]. In Zukunft gilt es hierfür durch Materialversuche genauere Modelle für die Implementierung in LS-DYNA zu erstellen. Durch zukünftige genauere

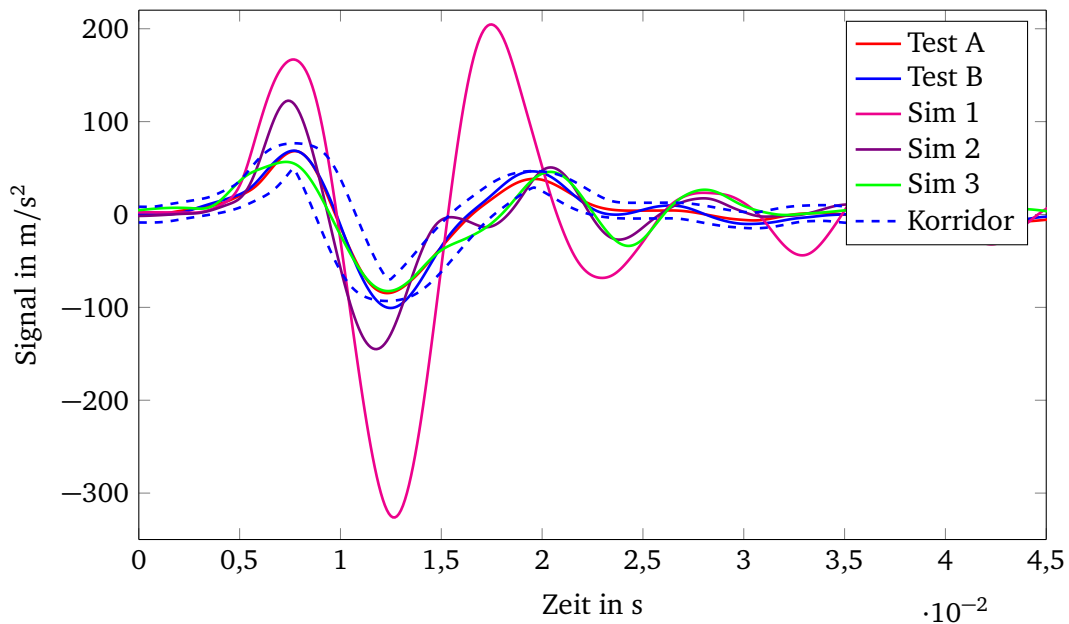


Abbildung 5.9: Vergleich des Signals am SIS aus Test und Simulation für den Lastfall Pendelschlag auf Pos. 2, S2: 12 kg 70 J

Materialcharakterisierung ist zu erwarten, dass sich die Korrelation noch weiter verbessert. Aber bereits auf Basis jenes generisch-empirischen Schaummodells ist es auf Grund der hier durchgeführten Kalibrierung an den Versuchsergebnissen möglich, gute Korrelation zum Test zu erhalten. Somit lassen sich bzgl. des Crash-Sensierungssystems erste Aussagen treffen und das Verhalten des Systems hinsichtlich Auffälligkeiten untersuchen.

Die Ergebnisse auf Basis der durchgeführten Kalibrierung zeigen auf Position 2 und 3 gute Übereinstimmung mit dem Versuch. Wie die Werte von CoSi zeigen (siehe Tabelle C.1), ist die Übereinstimmung auf Position 1 in der Regel schlechter. Dies unterstreicht die Aussage aus Abschnitt 3.1, dass durch Kalibrierung des Modells zwar die Genauigkeit des Ergebnisses für jene Positionen 2 und 3 steigt. Aber dadurch wird nicht in gleichem Maße die Prädiktivität erreicht, um das Modell auf Position 1 anwenden zu können und ohne Weiteres die gleiche Ergebnisqualität wie für die Positionen 2 und 3 zu erreichen.

An den Werten in Tabelle 5.3, sowie an den Ergebnissen weiterer Lastfallkonfigurationen im Anhang C.2, sieht man die deutliche Tendenz, dass die Amplituden des Signals aus der Simulation höher sind als aus dem Versuch. Erkennbar ist dies an s -Werten kleiner 1. Übereinstimmung hinsichtlich Phase und Form ist allerdings in der Regel sehr gut. Dies ist ein weiterer Hinweis, dass sich in Zukunft, zur Steigerung der Ergebnisgüte und Vorhersagequalität der Simulation, auf eine detailliertere Abbildung der Dämpfung durch Modellierung der Einlagen und Beschichtungen der Blechbauteile konzentriert werden sollte.

Tabelle 5.3: Ergebnis des Signalvergleichs am SIS durch CoSi im Lastfall „Pendelschlag“ auf Pos. 2, S2: 12 kg 70 J

Lastfallkonfiguration	\tilde{c}	P	c	s
Versuch A vs Versuch B	0,34	1,00	0,34	0,84
Versuch A vs Sim 1	4,05	1,08	4,36	0,25
Versuch A vs Sim 2	1,16	1,04	1,21	0,55
Versuch A vs Sim 3	0,77	1,05	0,81	0,77

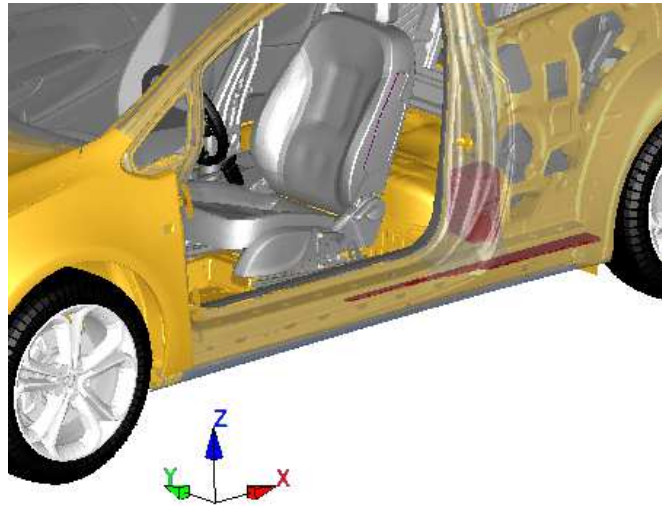


Abbildung 5.10: Bereich in B-Säule und Schweller, in denen die Schaumeinleger zu berücksichtigen sind

5.4 Diskussion zur Simulation der Laborversuche

Anhand der obigen Simulationsansätze wurde aufgezeigt, wie sich durch einen höheren Detaillierungsgrad die Ergebnislösung verbessern lässt. Durch das Hinzufügen von fehlenden Komponenten verbessert sich die Korrelation des Signals aus der Simulation zum Versuch. Der Umfang der Verbesserung unterscheidet sich jedoch in den betrachteten Lastfällen. Die Verbesserungen im Tür- und Haubenzuschlag sind weniger deutlich als bei den Pendelschlägen. Allerdings war auch die Diskrepanz in den Ergebnissen zwischen Simulation und Versuch bei Verwendung des FE-Standard-Modells in den ersten beiden Lastfällen nicht so ausgeprägt wie bei den Pendelschlägen. Im Gegensatz zu den Lastfällen in den Abschnitten 5.1 und 5.2 ist bei Letzterem demnach eine Erhöhung des Detaillierungsgrades im Modell nötig, um belastbare Aussagen treffen zu können. Da dieser Lastfall auch im Verhältnis kritischer für Fehlauflösungen ist als z. B. der Haubenzuschlag und die Ergebniskorrelation sich deutlich verbessert, ist dieser zusätzliche Aufwand für die Integration weiterer Komponenten gerechtfertigt. Bei dem Hauben- und Türzuschlag wird sich aus pragmatischer Sicht dieser Aufwand nicht lohnen, auch da diese Lastfälle für Fehlauflösungen in der Regel unkritisch sind.

Die Verbesserung mittels des höheren Detaillierungsgrades ließ sich hier nur prinzipiell aufzeigen. Für weitere Untersuchungen ist es nötig, die fehlenden Materialparameter genauer zu bestimmen und validierte Materialmodelle zu verwenden. Dadurch ist zu erwarten, dass sich die Übereinstimmung der Signale noch weiter steigern lässt. Dies gilt für die Schlosssteifigkeiten, insbesondere aber auch für die in Abschnitt 5.3 erwähnten Schaumeinleger. Bei dem hier verwendeten empirischen Modell zeigt sich die Schwäche eines auf ein Ergebnis hinkalibrierten Modells. Dadurch geht Prädiktivität bei Variation der Lastfallkonfiguration verloren, wie hier bei Änderung der Pendelposition zu beobachten ist. Mit einem validierten Materialmodell ist, in Anbetracht der bereits hier erreichten Ergebnisse, eine weitere Verbesserung zu erwarten. Ein weiterer entscheidender Faktor für eine gute Korrelation zu den Versuchsergebnissen ist es, die Historie der Versuche nachzubilden und so die Vorschädigungen in der Struktur mitzubetrachten.

Ferner wurden die Signale aus den Simulationen, die laut CoSi die beste Übereinstimmung mit dem Versuch zeigten, an den Hersteller des SDM-Algorithmus zur Prüfung übermittelt. So wurde untersucht, ob der Algorithmus auf Basis der simulierten Signale eine Auslösung der Rückhaltesysteme liefern würde oder nicht und ob sich mit gemessenen Signalen ein anderes Ergebnis ergeben würde. Wenn der Algorithmus keine positive Auslöseentscheidung liefert, wird das Signal hochskaliert, um so die Gefahr einer ungewollten Auslösung zu bemessen. Würde eine Auslösung bei einer Skalierung von mehr als 200 % erreicht, wird die Gefahr als unkritisch bewertet. In den Skalierungsstufen darunter ist die Gefahr als

akzeptabel (ok) bzw. kritisch einzustufen. Ein Vergleich der Gefahr einer ungewollten Auslösung der gemessenen und simulierten Signale für die verschiedenen Labor-Lastfälle ist in Abbildung 5.11 dargestellt. Somit wurde auch vom Algorithmus-Hersteller ein ausreichender Grad an Übereinstimmung attestiert. Die Robustheitslevel in Versuch und Simulation liegen sehr nahe beieinander, wie Abb. 5.11 zeigt. Tendenziell zeigen die Signale aus der Simulation ein etwas niedrigere Robustheit gegenüber ungewollten Auslösungen als die aus dem Versuch. Dies war angesichts der obigen Resultate zu erwarten, da die Simulation in der Regel das Signal überschätzt, was häufig einen Hinweis auf fehlenden Dämpfungseinfluss im Modell gibt. Dies bietet den Vorteil, mit den simulierten Signalen bei einer ersten Bewertung, ob die Robustheit in den Misuse-Labor-Lastfällen ausreicht, eher eine konservative Abschätzung mit zusätzlicher Sicherheit gegenüber den Versuchssignalen gegeben wird. Allerdings waren in den hier untersuchten Fällen alle Signale auch weit entfernt von den Auslöseschwellen.

Abschließend lässt sich auf Basis dieser Ergebnisse festhalten, dass sich die Laborversuche gut für eine Umsetzung in CAE eignen. Mit den genannten Modifikationen kann das FE-Crash-Modell zur Simulation verwendet werden. Insbesondere unter Einbeziehung der weiteren, zukünftigen Verbesserungen ist mit diesen Modellen der geforderte Beitrag zur Entwicklung des Sensierungssystems möglich. Eine Verwendbarkeit der Signale für eine ersten Bewertung der Robustheit gegen Falschauslösungen, auch in frühen Projektphasen, ist gegeben.

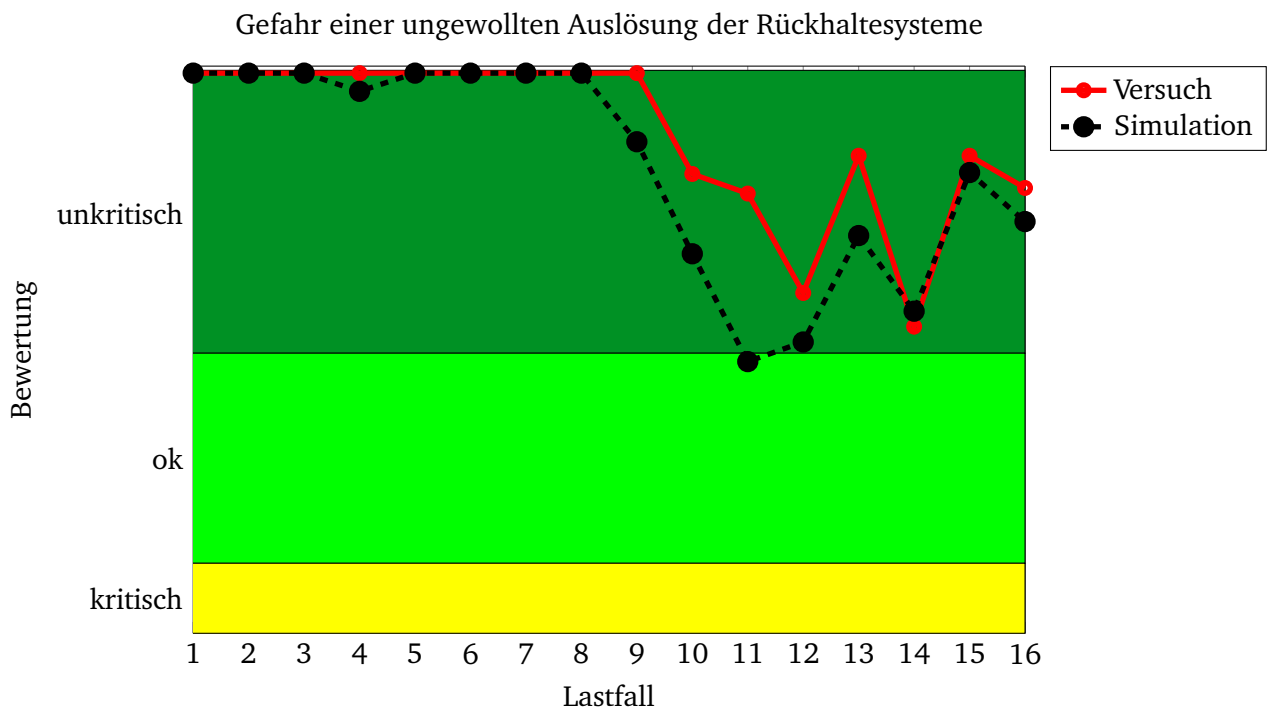


Abbildung 5.11: Vergleich der Signale aus den Laborlastfällen und Bewertung des Algorithmus-Herstellers bezüglich der Gefahr einer ungewollten Auslösung (Lastfälle 1-4: Hauben-/Türzuschlag; Lastfälle 5-16: Pendelschläge)

6 Simulation der Schlittenversuche

Anhand der Schlittenversuche wird das Szenario abgebildet, dass ein Fahrzeug seitlich mit einem Bordstein kollidiert. Ein solches Ereignis kann zum Beispiel bei einer Kurvenfahrt mit untersteuerndem Fahrzeug, insbesondere bei Straßenglätte und zu hoher Geschwindigkeit, auftreten. Eine Fehlauslösung des Seitenairbags ist aufgrund des geringen Abstands zwischen Insasse und Airbag besonders kritisch, da ernste Verletzungen verursacht werden können [13, 17]. Zunächst wird im Folgenden der Versuchsaufbau beschrieben, anhand dessen solche Ereignisse experimentell abgebildet werden. Dem schließt sich eine Beschreibung des Simulationsmodells an und es werden die Maßnahmen aufgezeigt, um eine ausreichende Korrelation zwischen Simulations- und Versuchsergebnissen zu erreichen. Das Kapitel schließt mit einer Diskussion der Modellierungsmaßnahmen und der erreichten Ergebnisse.

6.1 Versuchsaufbau zur Abbildung des seitlichen Bordsteinanrutschens

Der Versuchsaufbau, mit dem die Robustheit des Sensing-Systems gegenüber Fehlauslösungen der Rückhaltesysteme beim seitlichen Bordsteinanrutschen untersucht wird, wird anhand Abbildung 6.1 erläutert.

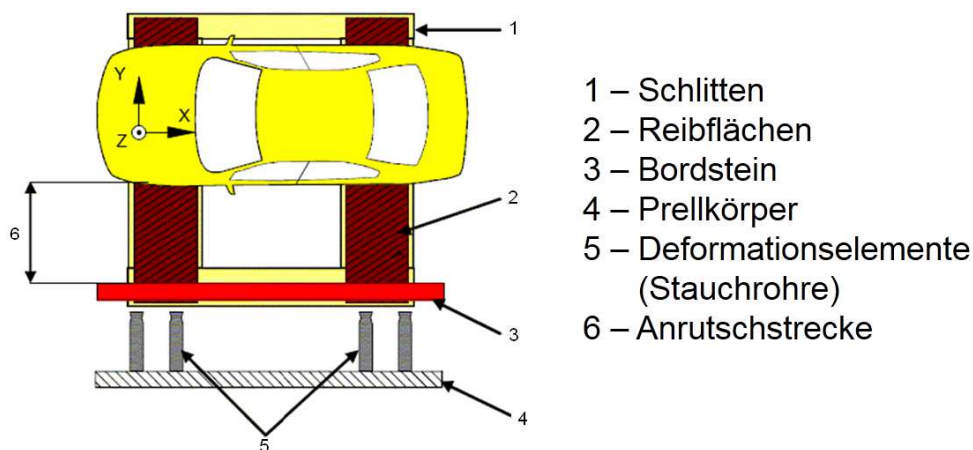


Abbildung 6.1: Versuchsaufbau des Lastfalls „Seitliches Bordsteinanrutschen“

Das Fahrzeug wird auf einen Schlitten (1, Abb. 6.1) platziert. Auf dem Schlitten lassen sich verschiedene Oberflächen (2) anbringen, um unterschiedliche Reibungskoeffizienten zwischen Reifen und Schlittenoberfläche einzustellen. Am Rand des Schlittens ist eine Kante aus Stahl in Höhe von 150 mm angebracht, die den Bordstein abbildet (3). Der Schlitten wird nun über eine Zugvorrichtung mit konstanter Geschwindigkeit gezogen und trifft auf einen Prellkörper (4). An der Vorderseite des Schlittens sind Stauchrohre als Deformationselemente (5) angebracht. Sobald diese auf den Prellkörper treffen, werden sie komprimiert, absorbieren dadurch Energie und sorgen für eine Verzögerung des Schlittens. Das Fahrzeug beginnt dabei aufgrund seiner Trägheit auf dem Schlitten in Richtung Bordstein zu rutschen. Dabei legt das Fahrzeug die Anrutschstrecke (6) zurück, bis es auf den Bordstein auftrifft. Zur besseren Verdeutlichung sind in Abbildung 6.2 die wesentlichen Momente in der Versuchsdurchführung dargestellt. Dort ist der Versuchsaufbau zu Beginn (Bild 1) illustriert, der erste Kontakt des Schlittens bzw. der Stauchrohre mit dem Prellkörper (Bild 2), das Gleiten des Fahrzeugs auf dem Schlitten (Bild 3-4), das Auftreffen des Fahrzeugs auf den Bordstein (Bild 5) und das Fahrzeugverhalten in Folge der Kollision (Bilder 6-8).

Das Fahrzeug wird so platziert, dass die Anrutschstrecke $d = 0,5 \text{ m}$ beträgt. Des Weiteren werden im Versuch drei Varianten geprüft: Fahrzeuglängsachse und Bordstein sind parallel ausgerichtet oder unter einen Winkel von 10° bzw. -10° zueinander, so dass entweder Vorder- oder Hinterachse zuerst mit dem Bordstein kollidieren. Der Schlitten kann mit zwei verschiedenen Oberflächen bestückt werden, um entweder rauen Asphalt oder glatte Straßenverhältnisse abzubilden. Aus Betrachtung des Geschwindigkeitsabfalls beim Gleiten des Fahrzeugs über den Schlitten, lassen sich die Reibkoeffizienten zwischen

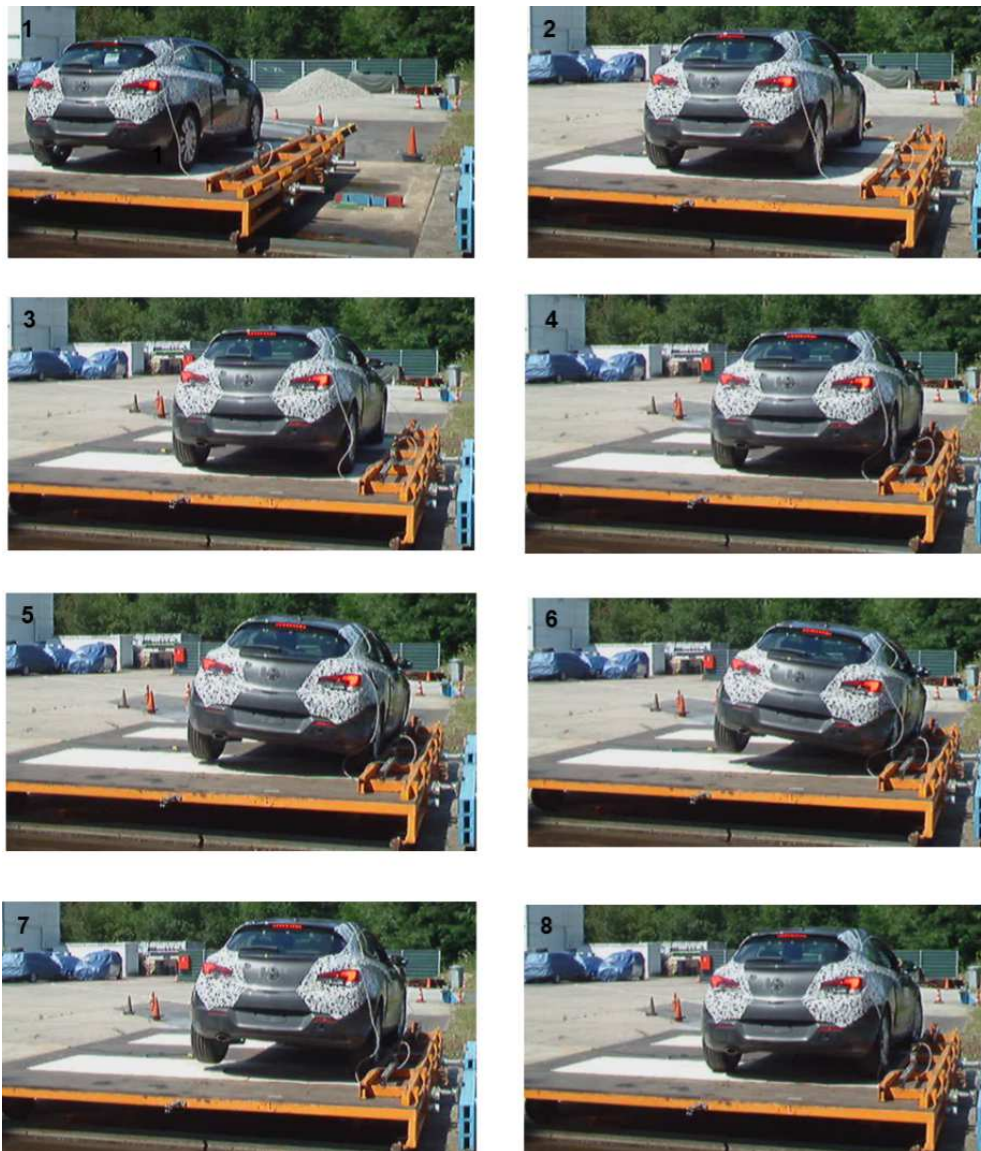


Abbildung 6.2: Versuchsdurchführung des Lastfalls „Seitliches Bordsteinanrutschen“

den Reifen und den Reibflächen zu $\mu = 0,2$ bzw. $\mu = 0,8$ abschätzen [99]. Der Schlitten wird von einem Zugfahrzeug mit einer gewissen Geschwindigkeit auf Basis von Erfahrungswerten gezogen, so dass das Fahrzeug im Moment des Auftreffens auf den Bordstein eine Geschwindigkeit von circa 5, 7 oder 10 km/h aufweist. Durch diese Form des Versuchsaufbaus bzw. der Versuchsdurchführung wird, wie bereits in den manuellen Versuchen in Kapitel 5, eine gewisse Streuung erreicht und bewusst zugelassen. Dies ist im Kontext der Misuse-Versuche durchaus zulässig, da durch diese Varianzen die Robustheit des Systems geprüft wird.

In der praktischen Versuchsdurchführung ist stets eine Differenz zwischen dem Zeitpunkt des Auftreffens der Vorderachse und der Hinterachse auf dem Bordstein zu beobachten. Diese Differenz tritt auch in der Lastfall-Variante auf, in der das Fahrzeug zu Beginn parallel zu dem Bordstein ausgerichtet wurde. Das Fahrzeug gleitet demnach nicht gleichmäßig auf den Bordstein zu. Dies hat folgende Ursachen: Da das Fahrzeug im Test bereits für zahlreiche Fahrversuche auf Rundkursen und Teststrecken verwendet wurde, bevor es für die Schlitten-Versuche eingesetzt wird, können die Reibwerte an den Reifen durch unterschiedlich starke Abnutzung differieren. Zudem sind die Radlasten unterschiedlich verteilt. Die höchste Radlast ist in der Regel vorne links. Aus den Unterschieden in den Reibwerten und Radaufstandskräften wirken an jedem Reifen unterschiedliche laterale Radkräfte. Daraus resultiert wäh-

rend der Gleitphase ein Giermoment, so dass Vorder- und Hinterachse nicht zeitgleich auf den Bordstein auftreffen. Dieses Verhalten ist im Versuch nicht prädiktiv bestimmbar und nach der Versuchsdurchführung wird der Zeitunterschied überprüft. Die Messung des Zeitunterschieds erfolgt indirekt anhand von Laser-Distanzmessgeräten, die den Abstand zwischen Bordstein und Felgenmittelpunkt messen. Beträgt der Zeitunterschied des Aufpralls der Achsen im parallelen Versuchs-Setting mehr als 10 ms, wird der Versuch wiederholt.

Die Signale des Seitensensors (SIS), die in Folge der Kollision des Fahrzeugs mit dem Bordstein auftreten, sind in diesem Lastfall für die Untersuchung relevant. Es werden das Beschleunigungssignal und das Geschwindigkeitssignal miteinander verglichen. Diese sind für zwei Versuche A und B in Abb. 6.3 und 6.4 (S. 96f.) dargestellt.

Das Geschwindigkeitssignal Δv ist aus der Integration des Beschleunigungssignals a berechnet und zeigt die relative laterale Fahrzeuggeschwindigkeit in negative y -Richtung an. Man erkennt, zu welchen Zeitpunkt das Fahrzeug zu gleiten beginnt. Der signifikante Wechsel in der Steigung zeigt an, wann die Kollision mit dem Bordstein erfolgt. Ein Vergleich der Versuchs-Ergebnisse mit CoSi ergibt für die Beschleunigungssignale die Bewertung von $c = 0,95$, $P = 1,02$, $s = 0,75$ und für das Geschwindigkeitssignal von $c = 0,27$, $P = 1,00$, $s = 0,96$. Diese CoSi-Werte erleichtern im folgenden die Bewertung der Ergebnisgüte der Simulation in Einordnung zur Versuchsstreuung. Die Größe des Korridors wird für diesen Lastfall mit $\Delta x = \pm 1$ ms und $\Delta y = \pm 0,1 \cdot \max(|y(t)|)$ festgesetzt, da diese Abweichung akzeptabel für die weitere Verwendung der Sensing-Signale zur Kalibrierung ist und insbesondere in Bezug auf die wichtigen Beschleunigungswerte die Versuchsstreuung gut abbildet, wie der obige c -Wert nahe 1 belegt.

6.2 Simulation des seitlichen Bordsteinanrutschens

Für die Simulation dient das FE-Crash-Modell (siehe Abschnitt 4.1) als Ausgangspunkt. Zunächst wird dieses für die Simulation genutzt, die Ergebnisse werden mit dem Versuch verglichen und die Übereinstimmung wird anhand von CoSi bewertet. Anschließend erfolgt die Einarbeitung verschiedener Maßnahmen und deren Bewertung, ob sich dadurch die Simulationsergebnisse in ihrer Übereinstimmung mit dem Versuch verbessern.

6.2.1 Modellvorbereitung und -aufbau

Dieses Kapitel baut wesentlich auf den Erkenntnissen der Studien aus [99] auf, die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden. Um ein Simulationsmodell für den Lastfall des seitlichen Bordsteinanrutschens zu entwickeln, dient das FE-Crash-Modell als Ausgangspunkt. Da sich das Fahrzeug nun nicht mehr wie bei den Labor-Lastfällen in Kapitel 5 in Ruhe befindet, kommt der korrekten Massenverteilung im Modell nun noch größere Bedeutung zu. Die korrekte Angleichung der Massen in der Simulation an den Versuch ist bei einem Gesamtfahrzeugmodell nicht immer ein einfaches Unterfangen, siehe [44, 52, 99]. Denn nicht nur die Gesamtmasse des Versuchsfahrzeugs sollte mit dem Simulationsmodell übereinstimmen, sondern die Masse im Modell auch der physikalischen Verteilung entsprechen [41]. Konkret bedeutet dies, dass im Modell Zusatzmassen bzw. Ersatzmassen (d. h. hinzugefügt per *ELEMENT_MASS auf Strukturbauteilen) nur dort hinzugefügt werden sollen, wo es zum Beispiel aufgrund nicht abgebildeter Interiorkomponenten, Verkleidungen, Dämmmaterialien, Kabelstränge, Messinstrumente für die Versuchsdurchführung, nicht abgebildeter Flüssigkeiten in Tanks und Leitungen, u. ä. der Realität entspricht. Besondere Vorsicht ist anzuwenden, wenn dieselben Modelle verwendet werden, die in reduzierter Form in anderen Lastfällen zur Anwendung kamen und in die nachträglich Komponenten hinzugefügt wurden. In der Praxis zeigt sich bisweilen, dass durch verschiedene Bearbeitungsschritte vorherige Ersatzmassen im Modell verbleiben, obwohl diese durch die Abbildung der Komponente im Modell mittlerweile berücksichtigt sind. So passiert es leicht, dass manche Massen doppelt und andere gar nicht berücksichtigt werden. Ein Beispiel dafür ist ein Seiten-Crash-Modell, bei dem um Rechenzeit zu sparen, die Fascia entfernt wurde. Die fehlende Masse wird in der Regel auf den vorderen Querträger aufgeschlagen. Wird die Fascia wieder in das Modell integriert, sind die entsprechenden Ersatzmassen

zu entfernen. Zur Überprüfung der Fahrzeugmasse empfiehlt sich das folgende Vorgehen: Aus Versuchsprotokollen und Datenblättern sind die Achs- bzw. Radlasten bekannt. Daraus lässt sich in der xy-Fahrzeugebene die Schwerpunktlage bestimmen. Aus der Simulation sind die Gesamtmasse und die Schwerpunktlage des Modells bekannt. Diese sind mit den Werten aus dem Versuch zu vergleichen. Auch wenn diese Werte übereinstimmen, sollte im Pre-Processing die Verteilung der *ELEMENT_MASS überprüft werden. Dabei sollten die Ersatzmassen dort verteilt sein, wo sie auch physikalisch auftreten und nicht willkürlich auf der Fahrzeugstruktur „verschmiert“ werden [44].

Des Weiteren ist darauf zu achten, wie die Masse angekoppelt ist und eventuell nicht direkt „aktiv“ ist, wenn ein Stoß, eine Kollision o. ä. auf die Struktur trifft. Das bedeutet, die Masse ist gegebenenfalls nicht starr angekoppelt, sondern löst sich eventuell kurzzeitig von der Struktur und bekommt später erneut Kontakt zu ihr, wie z. B. verschiedene Aggregate im Motorraum oder der Insasse, wie in [52] diskutiert wird. Das Motoraggregat sollte deshalb nicht einfach über *CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY an die Fahrzeugstruktur angebunden werden, was einer Starrkörperverbindung entspricht und womit Kräfte und Momente unmittelbar übertragen werden. Vielmehr ist es empfehlenswert, eine Anbindung durch Modellierung der Motorlager unter Berücksichtigung des Lagerspiels, der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften vorzunehmen. Eine Überprüfung der Massen und entsprechende Korrektur des hier verwendeten Simulationsmodells, um den Schwerpunkt und die Achslasten an das Versuchsfahrzeug anzugleichen, wurde in [99] durchgeführt. Jenes Modell wird hier für die weiteren Studien verwendet.

Im Rahmen dieser Arbeit wird zunächst die Konfiguration mit parallelem Bordstein und geringer Reibung ($\mu = 0,2$) als zu simulierenden Lastfall gewählt. Aus dem Versuch ist die Auftreffgeschwindigkeit des Fahrzeugs bekannt zu $v = 7,7$ km/h. Diese wird dem Gesamtfahrzeug per *INITIAL_VELOCITY aufgeprägt. Der Bordstein ist zunächst als Starrkörper ohne Bewegungsfreiheitsgrade abgebildet (*MAT_RIGID, mit CON1=7 und CON2=7).

Mit dem Standard-Modell, ohne Schwerkraft, ergeben sich die in Abbildung 6.3 (Sim 1) dargestellten Beschleunigungssignale bzw. die CoSi-Ergebnisse zu $c = 1,30$, $P = 1,04$, $s = 0,70$. Man erkennt daran bereits eine verhältnismäßig gute Übereinstimmung. Der aus dem Beschleunigungssignal ermittelte relative Geschwindigkeitsverlauf in Abb. 6.4 (Sim 1) zeigt jedoch deutliche Unterschiede auf ($c = 0,86$ gegenüber $c = 0,27$ im Vergleich von Versuch A und B zueinander). Es ist offensichtlich, dass sich in der Gleitphase bis etwa 0,22 s die Geschwindigkeit des Fahrzeugs nicht ändert, da aufgrund der fehlenden Schwerkraft hier auch keine Reifenaufstandskraft und somit auch keine Reibkraft zwischen Reifen und Schlittenoberfläche wirkt. Deshalb ist es für eine Übereinstimmung im Geschwindigkeitsverlauf nötig mit Schwerkraft zu rechnen. Diese wird mittels *LOAD_BODY_Z auf das gesamte Modell durch Angabe der Erdbeschleunigung $g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ aufgebracht. Dadurch wird die Reibung im Kontakt zwischen Reifen und Schlittenoberfläche (*CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE, VS=VD=0.2) mitberücksichtigt. Die initiale Geschwindigkeit ist entsprechend höher zu wählen, um den Geschwindigkeitsverlust durch die Reibung während der Gleitphase zu berücksichtigen. Aus Betrachtung der kinetischen Energie zum Zeitpunkt des Aufpralls und der Reibungsarbeit, die im System verrichtet wird, lässt sich die neue Anfangswertbedingung in der Simulation, die initiale Geschwindigkeit für *INITIAL_VELOCITY, zu $v_{\text{init}} = \sqrt{v^2 - 2 \cdot \mu \cdot g \cdot d}$ bestimmen. Die Aufprallgeschwindigkeit ergibt sich somit durch die Berücksichtigung der Gleitphase in der Simulation.

In Folge dessen ergibt sich auch eine Auftreffdifferenz zwischen Vorder- und Hinterachse. Im Versuch beträgt diese Differenz 9,5 ms. In der Simulation wurden lediglich 6 ms festgestellt. Diese Zeitdifferenz ergibt sich während der Versuchsdurchführung und müsste sich demnach auch in der Simulation einstellen. Aus Sicht der Sensing-Simulation kann die Zeitdifferenz aus dem Versuch als Randbedingung für die Simulation gelten. Die Zielsetzung in dieser Arbeit ist primär, die Einflüsse von Modellierungsmaßnahmen auf das Signal in Folge der Kollision festzustellen. Deshalb ist es entscheidend, den Zeitpunkt des Aufpralls in der Simulation so abzubilden wie er im Versuch auftrat, um nicht zusätzliche Unsicherheiten in den Signalvergleich einzubringen. Dafür ist es letztlich unerheblich, ob die Differenz im Auftreffen zwischen Vorder- und Hinterachse etwa durch Kalibrierung der Reibkoeffizienten an den einzelnen Reifen, oder wie hier geschehen, durch Anpassung der Lage erreicht wurde. Da

die Korrelation des Signals das Ziel ist, ist es somit zulässig, diese Differenz hier durch die Anpassung der Lage des Bordsteins einzustellen. Somit wurden Fahrzeug und Bordstein nicht parallel zueinander positioniert, sondern unter einem Winkel von 0, 15°. Unterschiedliche Auftreffdifferenzen zeigen durch- aus Einfluss beim Vergleich des Geschwindigkeitssignals [99]. Weiter unten wird zudem untersucht, ob die gesamte Gleitphase simuliert werden muss oder ob es ausreicht, das Fahrzeug unter Berücksichtigung der Auftreffdifferenz direkt vor den Bordstein zu positionieren und mit der entsprechenden Auftreffgeschwindigkeit zu beaufschlagen.

Zuvor gilt es einen weiteren äußeren Einfluss aus dem Versuchsaufbau zu berücksichtigen. In Studien, siehe [99], zeigte sich, dass das Verhalten der Stauchrohre am Schlitten abzubilden ist. Diese verzögern den Schlitten und das Fahrzeug beginnt in Folge dessen auf dem Schlitten zu gleiten. Allerdings ist das Verformungsvermögen der Stauchrohre nach Kollision mit dem Prellkörper und dem Abbremsen des Schlittens noch nicht komplett aufgebraucht. Bei der Kollision des Fahrzeugs mit der Bordsteinkante ist eine weitere Deformation der Stauchrohre zu beobachten. Dies wird in der Simulation berücksichtigt, indem der Freiheitsgrade für eine Bewegung der Bordsteinkante in y -Richtung und Rotation um z freigegeben wird (CON1=6, CON2=4). Zudem werden hinter der Bordsteinkante zwei diskrete Feder- elemente montiert, um diesen Effekt abzubilden und die Steifigkeit der Stauchrohr zu berücksichtigen. Dadurch nähert sich insbesondere im Geschwindigkeitsverlauf das Signal aus der Simulation dem ge- messenen Signal an [99]. Hier zeigt sich abermals, wie auch schon in Abschnitt 5.3 bei der Modellierung des Pendelaufbaus, dass nicht nur die Modellierung des Fahrzeugs, sondern auch die des gesamten Versuchsaufbaus und der Versuchsumgebung untersucht und in der Simulation gegebenenfalls berück- sichtigt werden muss.

Mit all diesen Verbesserungen ergibt sich somit das Ergebnis, wie es in Abb. 6.3 und 6.4 (Sim 2) dargestellt ist. Man erkennt in Abb. 6.4 den nun stimmigen Geschwindigkeitsverlauf während der Gleitphase, aber auch größere Abweichungen im Beschleunigungssignal in Abb. 6.3. In den beiden fol- genden Abschnitten wird zunächst näher erläutert, wie das Fahrwerks, insbesondere bei Berücksichtigung der Schwerkraft, zu modellieren ist und anschließend, wie sich auf Basis dessen die Korrelation weiter verbessern lässt.

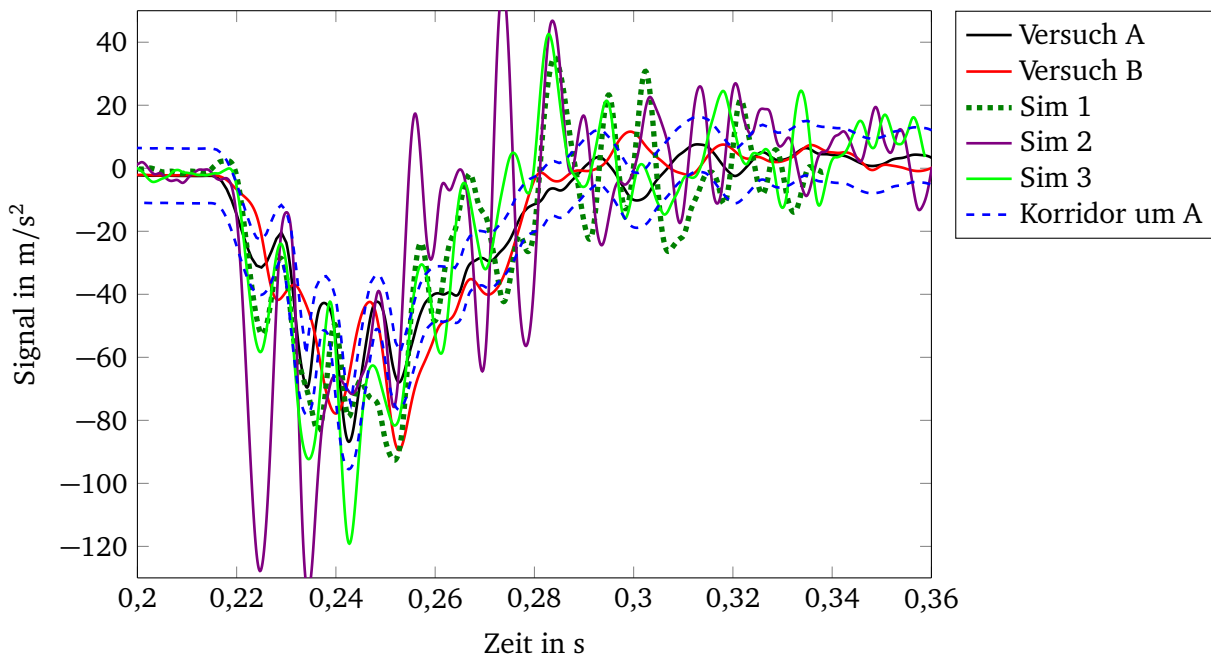


Abbildung 6.3: Beschleunigungssignal beim Bordsteinkontakt am SIS im Lastfall „Seitliches Bordsteinan- rutschen“, geringe Reibung, 0°

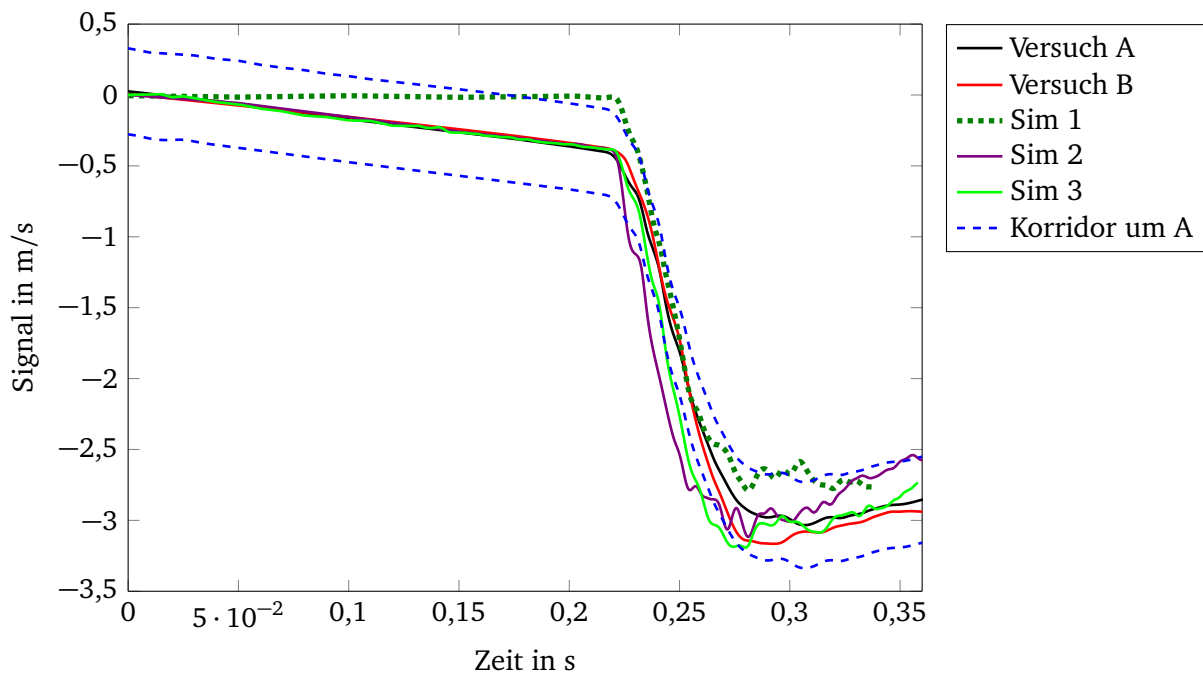


Abbildung 6.4: Geschwindigkeitssignal Δv während der Gleitphase und beim Bordsteinkontakt

6.2.2 Modellierung der Radaufhängung

Wie im vorstehenden Abschnitt ausgeführt, ist es wichtig, die Gewichtskraft zu berücksichtigen. Durch die Gleitphase sinkt das Fahrzeug im Standard-Modell um 60 mm ein, da dort keine Vorspannung in der Radaufhängung berücksichtigt ist. Demnach befindet es sich zum Zeitpunkt des Auftreffens mit dem Bordstein in einer falschen Position und die Federbeine haben nicht die korrekte Länge. Somit ist es erforderlich, Vorspannung in der Radaufhängung vorzusehen. Damit wird erreicht, dass sich das Fahrzeug in der Masse entsprechenden Gleichgewicht und im korrekten eingefederten Zustand befindet.

Bevor das Standard-Crash-Modell für diesen Lastfall verwendet werden kann, muss sichergestellt werden, dass die Fahrwerkskinematik funktioniert. Die Schwierigkeit liegt darin, dass der komplette Bewegungsbereich von der maximalen Ausfederung bis zur vollständigen Einfederung bei den Misuse-Lastfällen durchlaufen werden kann. Die Realisierung der korrekten Kinematik der Radaufhängung im FE-Modell über den kompletten Bereich der Raderhebungskurve ist sehr aufwändig. Dafür gilt es sehr exakt zu modellieren. Durch die geometrische Abstraktion der Bauteile und Vernetzung auf der Mittelebene ist darauf zu achten, dass sich Bewegungsachsen und Drehpunkte nicht verändern. Gelenkdefinitionen müssen an den richtigen Stellen angewandt werden, um einerseits die Bewegung sicherzustellen, andererseits darf auch kein nötiger Freiheitsgrad dadurch gesperrt werden. Ansonsten kann es bereits bei gewöhnlichen Kräften und Einfederungen zu einem Abknicken im Federbein kommen. Eine Darstellung des Federbeins kann Abbildung 6.5 entnommen werden. Durch Nutzung der Mechanismen-Funktionen im Pre-Processor [92] lassen sich die Bauteile anhand der Gelenk-Definitionen in die geforderte Position bringen, solange dies ohne Elementverformungen möglich ist. Die Veränderung in der Federlänge durch Kompression oder Zug benötigt daher eine Vorsimulation.

Das Federbein mitsamt Modellierung der Druckschraubenfeder (*ELEMENT_SOLID mit ELFORM=1 [56]) liegt in der eingebauten Länge der Designposition vor. Ein möglicher Ansatz zur Berücksichtigung der Vorspannung ist in Abbildung 6.6 dargestellt. Um nun die reale Vorspannung näherungsweise zu berücksichtigen, werden in einer Vorsimulation die folgenden Schritte durchgeführt:

Zunächst wird das Federbein soweit gestreckt, dass die Schraubenfeder ihre freie, d. h. uneingebaute Länge von 330 mm erhält, siehe Abbildung 6.6a. Vereinfachend wird dieser freie Zustand der Schraubenfeder als eigenspannungsfrei angenommen [100]. Durch quasi-statische Beaufschlagung mit

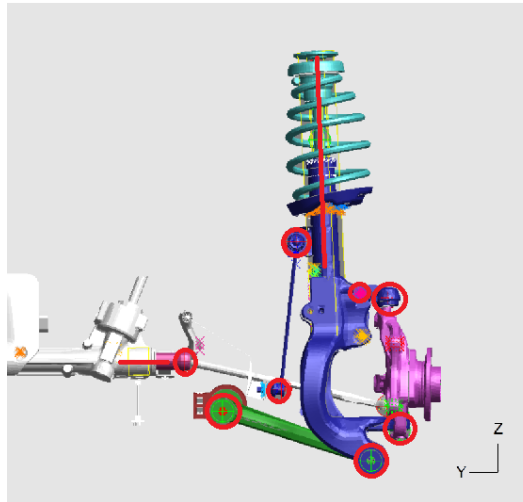
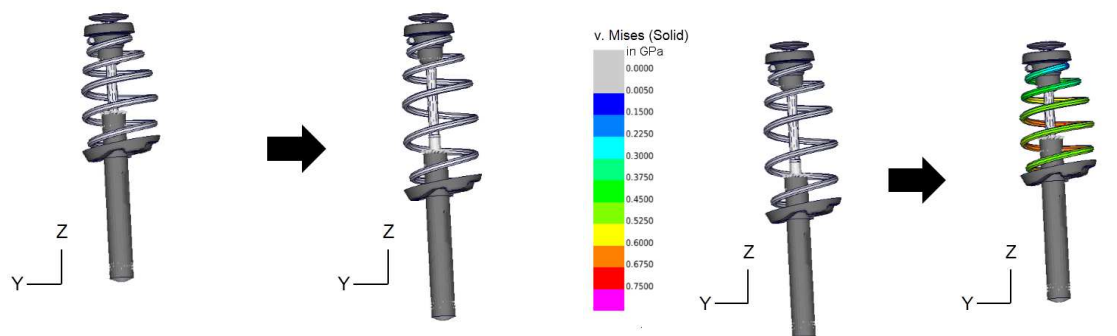


Abbildung 6.5: Darstellung der vorderen linken Radaufhängung im Pre-Processor mit Hervorhebung der Positionen mit Gelenkdefinitionen



(a) Zug des Federbeins bis zum Erreichen der freien Länge der Schraubenfeder; Endposition wird als spannungsfrei angenommen

(b) Der Radlast entsprechende Kompression der Schraubenfeder zur Berechnung der Vorspannung und korrekten Länge

Abbildung 6.6: Berücksichtigung der Vorspannung in der Federung der Radaufhängung

der wirkenden Radlast wird die Feder anschließend komprimiert, wie in Abbildung 6.6b dargestellt ist. Dadurch stellt sich wieder die Geometrie des eingefederten Zustands ein, allerdings nun auch mit der für das Gleichgewicht nötige Vorspannung. Die Länge der Schraubenfeder hat sich im Vergleich zur ursprünglich verbauten Länge in der Konstruktionslage dadurch leicht verändert. Die neuen Geometriedaten, d. h. die Koordinaten der Knoten, lassen sich aus dem Simulationsergebnis durch Post-Prozessoren (z. B. LS-PrePost) für die weitere Verwendung exportieren.

Im nächsten Schritt muss diese neue Federgeometrie in das Modell eingebaut werden. Dazu ist es in der Regel nötig, die Position des Federbeins entsprechend anzupassen. Dies ist zunächst mit etwas Aufwand verbunden, denn es muss die Kinematik des gesamten Fahrwerks berücksichtigt werden. Neben der Lage der Komponenten der Radaufhängung (also Feder/Dämpfer und Radführung) und dem Rad (Reifen, Felge, sowie Nabe) ändert sich auch die Lage von Lenkgestänge, Achsträger, Achsantrieb und Stabilisator. Diese gilt es allesamt in die der Fahrzeuglage entsprechende Position zu bringen. Dies kann prinzipiell auf zwei Wegen erreicht werden. Entweder durch eine Vorsimulation in der die Bewegung des Federbeins in die neue Endposition vorgegeben wird und sich die Lage der anderen Komponenten entsprechend einstellt. Oder durch Nutzung der Positionierungsfunktionen in Pre-Prozessoren (wie

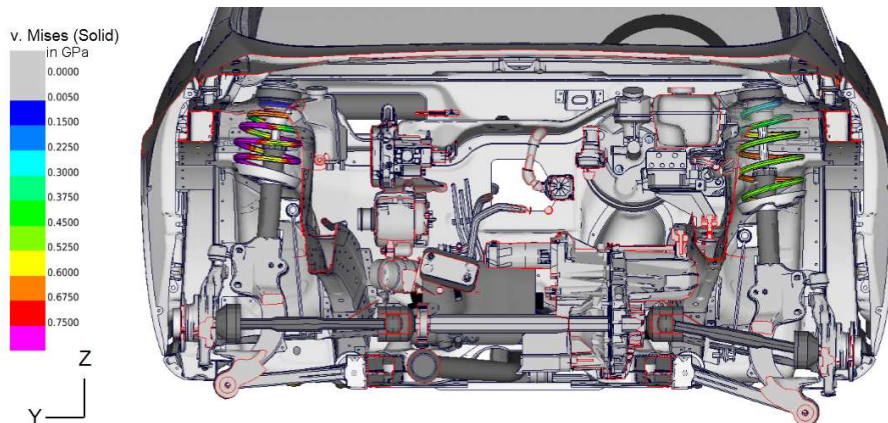


Abbildung 6.7: Verwendung der vorgespannten Feder im Fahrzeugmodell; exemplarisch dargestellt mit zwei unterschiedlichen Einfederungszuständen links und rechts

z. B. die in Abschnitt 5.2 erwähnte „mechanism“-Funktion in Primer [92]). Beide Wege verlangen eine korrekte Definition der Gelenke, damit die Kopplung und Zwangsbedingungen der Freiheitsgrade der Komponenten entsprechend berücksichtigt werden. Sind hier Kopplungen oder Freiheitsgrade nicht richtig abgebildet, ist dies leicht erkennbar. Bereits kleine Auslenkungen der Radaufhängung resultieren dann in hohen Kontaktkräften, die Spannungen und Deformationen in Bauteilen hervorrufen, da diese der Bewegung der Aufhängung nicht folgen können. Da dieser Aufwand in der Modellierung für eine korrekte Funktionsweise somit ohnehin zu treiben ist, empfiehlt es sich, den zusätzlichen Aufwand an Rechenressourcen und -zeit einzusparen und die Endposition nicht in einer Simulation zu bestimmen. Stattdessen lassen sich aufgrund der korrekten Definition der vollständigen Kinematik die benötigte Endposition durch die genannte Funktion im Pre-Prozessor einstellen. Zur Kontrolle, dass die Kinematik korrekt modelliert wurde, ist darauf zu achten, dass keine Elementverzerrungen sowie keine Bauteildurchdringungen auftreten. In Bereichen, an denen solche Effekte auftreten, ist zu prüfen, ob alle Freiheitsgrade, Gelenke und Kopplungen korrekt berücksichtigt wurden. Ferner empfiehlt es sich bei diesem Ansatz, elastische Komponenten (z. B. Kabel, Schläuche u. ä.) vorher zu entfernen, da diese von einem Mechanismus nicht in ihre neue Lage zu bringen sind ohne starke Elementverzerrungen hervorzurufen. Sollen diese in der späteren Simulation berücksichtigt werden, ist bei diesem Ansatz nötig, diese manuell zu positionieren und ggf. neu zu vernetzen. In der Sensing-Simulation ist dies aber nicht der Fall. Gegenüber der Methode der Vorsimulation erweist sich der zweite Weg in der Anwendung als deutlich schneller und komfortabler. Verschiedene Einfederungen lassen sich direkt einstellen, ohne den Rechenzeitaufwand einer Vorsimulation und den Aufwand in der Datenhandhabung treiben zu müssen, die Knotenkoordinaten des gesamten Fahrwerks zu exportieren und in einem neuen Modell zu importieren. Deshalb wird in dieser Arbeit der zweite Ansatz mit der Nutzung der „mechanism“-Funktion in Primer weiterverfolgt.

Die Deformationen und Spannungen der Solid-Elemente aus der Vorsimulation der Schraubenfeder (aus der ELOUT-Datei) lassen sich mittels `*INITIAL_STRESS_SOLID` in die nachfolgenden Simulationen importieren. Ein solches Modell ist in Abbildung 6.7 dargestellt. Dort sind in zwei verschiedenen Positionen der Radaufhängung vorne links und rechts die unterschiedlichen Spannungen in der Schraubenfeder ersichtlich. Ändern sich die Radlasten, ist nur die Vorsimulation der Schraubenfeder neu durchzuführen. Aufgrund der relativ geringen Elementzahl verursacht dies nur geringen Zeitaufwand und Rechenkosten. Die Anpassung der Fahrwerkkomponenten an die neue Position ist im Pre-Processing dann einfach möglich.

Nach Durchführung dieser Schritte liegt somit ein der Fahrzeugmasse entsprechend eingefedertes Modell mit Berücksichtigung der Vorspannung in der Schraubenfeder der Radaufhängung vor. Somit herrscht im mit Schwerkraft (`*LOAD_BODY_Z`) beaufschlagten Modell Gleichgewicht. Zu beachten ist,

dass bei diesem Ansatz die Karosserie in ihrer ursprünglichen Position verbleibt und die Fahrwerkskomponenten relativ dazu bewegt werden. Dies hat zur Folge, dass im Modell die Schlittenoberfläche und der Bordstein entsprechend neu positioniert werden müssen.

Eine Vordeformation des Reifens durch eine Abplatssimulation wurde vernachlässigt. Der Innendruck des Reifens von 2,3 bar wird mittels `*AIRBAG_SIMPLE_PRESSURE_VOLUME` berücksichtigt. In [99] wird gezeigt, dass sich durch Modellierungsvarianten beim Bordsteinaufprall zwar im Verlauf der Simulation verschiedene Deformationszustände des Reifens ergeben, deren Einfluss und damit die des Reifens auf das Sensing-Signal allerdings vernachlässigbar ist.

Ein weiterer Ansatz zur Berücksichtigung der Vorspannung in der Federung wurde in [99] vorgestellt und erprobt. Jener Ansatz macht sich zu Nutze, dass in diesem Lastfall des seitlichen Bordsteinanrutschens primär nur die Funktion der Schraubenfeder benötigt wird, anders als beispielsweise in Frontalcrash-Lastfällen, in denen auch die geometrische Abbildung der Feder aufgrund der auftretenden Kontakte mit anderen Bauteilen berücksichtigt werden muss. Somit lässt sich für den Lastfall hier eine weitere Vereinfachung vornehmen: Anstelle der Abbildung der Schraubenfeder durch Solid-Elemente, wird diese durch ein diskretes Feder-Element (`*ELEMENT_DISCRETE`) ersetzt, welches im Federbein zwischen die Federteller eingesetzt wird. Der Endanschlag wird in den verwendeten Kennlinien mitberücksichtigt. Der entscheidende Vorteil zu der oben gewählten Variante ist, dass nun keinerlei Vorsimulation mehr nötig ist. Die eingefederte Position unter Berücksichtigung der Vorspannung lässt sich so direkt im Pre-Processing herstellen. Die auf die Karosserie wirkende Kraft in Folge der Vorspannung lässt sich realisieren, indem die Einstellung `OFFSET` in `*ELEMENT_DISCRETE` genutzt wird. Dadurch wird die in `*ELEMENT_DISCRETE` hinterlegte lineare Federkennlinie (Verlauf Kraft über Auslenkung), die das Verhalten der Schraubenfeder beschreibt, so verschoben, dass die Kompression von der freien Länge auf die Länge in der eingebauten Lage berücksichtigt wird. So wirkt in diesem Zustand die entsprechende Federkraft der Radlast entgegen und auf diese Weise lässt sich ebenfalls Gleichgewicht herstellen. Die Abhängigkeit der Steifigkeit von der Einfederungsgeschwindigkeit wird aus Gründen der Vereinfachung vernachlässigt.

Die Berücksichtigung von Schwerkraft und Vorspannung hat wesentlichen Einfluss zur korrekten Simulation der Fahrzeugkinematik und der Wankbewegung, sowohl während der Gleitphase als auch nach der Kollision, wie in [99] gezeigt wird. Somit muss das Gleichgewicht nach einem der beiden vorgestellten Ansätze in diesem Lastfall realisiert werden. Ferner zeigten Vergleiche, dass sich die geometrische Modellierung mit Solid-Elementen und entsprechendem Materialverhalten und die diskrete Abbildung der Schraubenfeder per Federkennlinie in der Ein- und Ausfederung völlig äquivalent verhalten. Somit wird die letztgenannte Variante in den weiteren Simulationen angewandt, da sich so weiterer Aufwand einsparen lässt.

Mit diesem Modell erhält man die bereits gezeigten Signale wie sie in Abbildung 6.3 und 6.4 (Sim 2) dargestellt sind. Am Geschwindigkeitssignal (Abb. 6.4, Sim 2) lässt sich die Verbesserung direkt erkennen. Am Beschleunigungssignal (Abb. 6.3, Sim 2) ist im Gegensatz zu Sim 1 der grundsätzlich stimmige Verlauf mit deutlich mehr Rauschen überlagert. Während der Gleitphase zeigt sich allerdings kein deutlich verstärktes Rauschen im Signal. Somit ist nicht davon auszugehen, dass die vorgespannte Radaufhängung und das eingestellte Gleichgewicht direkt das Rauschen verursachen. Vielmehr liegt der Grund darin, dass auf das Chassis nun nach der Kollision zusätzliche Kräfte einwirken. Wird ohne Schwerkraft und auch ohne Vorspannung gerechnet, kippt das Fahrzeug nach Kontakt mit dem Bordstein in einer gleichmäßigen Rollbewegung weg. In der Rechnung mit Schwerkraft und Vorspannung hingegen kippt das Fahrzeug, federt auf der Stoß zugewandten Seite stärker ein, wodurch sich noch höhere Federkräfte in der Radaufhängung aufbauen, während auf der Stoß abgewandten Seite das Federbein ausfedert und dort die Vorspannung folglich zurückgeht. Dazu wirkt die Schwerkraft dieser Kippbewegung entgegen, so dass sich das Fahrzeug letztlich zurück auf die Schlittenoberfläche senkt. Dieser Unterschied ist auch in Abb. 6.8a und Abb. 6.8b gegenübergestellt.

Um nun die Korrelation, insbesondere des Beschleunigungssignals, weiter zu verbessern, ist der Lastpfad vom Auftreffpunkt bis zur Sensorposition an der B-Säule näher zu analysieren. Bei Analysen der

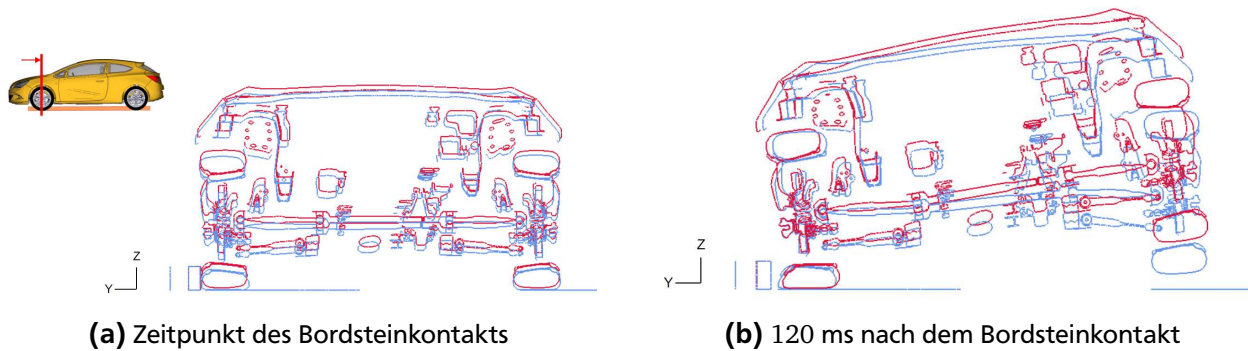


Abbildung 6.8: Unterschied in der Fahrzeugbewegung beim Bordsteinkontakt ohne (rot) und mit Berücksichtigung (blau) der Schwerkraft

Signale aus dem Versuch zeigten sich keine eindeutigen Unterschiede durch den Einsatz von verschiedenen Felgen und Reifen [99]. Auch im Versuch streut das Signal durch verschiedene Felgentypen lediglich in der gleichen Größenordnung, wie sie auch durch Schwankungen in der Auftreffgeschwindigkeit bei wiederholten Versuchen auftritt. Wie eingangs beschrieben, sind die Auftreffgeschwindigkeiten des Fahrzeugs aufgrund der Zugvorrichtung nicht exakt reproduzierbar und bei einer Soll-Geschwindigkeit von 10 km/h zeigen sich im Versuch Abweichungen von $\pm 0,5$ km/h.

6.2.3 Modellierung der Elastomerlager

In weiteren Analysen der Komponenten auf dem Lastpfad hinsichtlich ihres Einflusses auf das Sensing-Signal, lassen sich die Lagerbuchsen und Verbindungselemente zwischen Querlenker und Aufhängung als relevante Bauteile identifizieren (siehe Abbildung 6.9a). Deren Modellierung beeinflusst deutlich das Signal. Eine Abbildung als starres, ideales Gelenk (*CONSTRAINED_JOINT_REVOLUTE) erweist sich als ungeeignet, da damit der dämpfende Einfluss nicht berücksichtigt wird, mit der Folge des verrauschten Signals (Sim 2) in Abbildung 6.3. Dies bestätigt wiederum die Aussagen in [41, 44], dass für die Sensing-Simulation nach Möglichkeit starre Anbindungen und Gelenke zu vermeiden sind.

Verschiedene Modellierungsweisen für ähnliche Elastomerlager für die Verwendung in Crash-Simulationen wurden bereits in [101] untersucht und anhand von quasi-statischen Versuchen validiert. Eine Modellierung mittels Feder- und Dämpferelementen wurde als unzureichend identifiziert. Stattdessen wird dort eine geometrisch exaktere Modellierung mit Solid-Elementen mit durchschnittlich 2 mm Kantenlänge empfohlen. Auf Basis der quasi-statischen Versuche liefern alle getesteten Materialmodelle (*MAT_HYPERELASTIC_RUBBER, *MAT_MOONEY-RIVLIN_RUBBER, *MAT_OGDEN_RUBBER) gute Ergebnisse. In [99] wird ebenfalls bestätigt, dass die Modellierung mittels Feder-Dämpfer-Elementen oder Gelenken (*CONSTRAINED_JOINT) nicht geeignet ist und stattdessen eine geometrische Modellierung der Lager mit Solid-Elementen zu verwenden ist. Als Materialmodell für die Korrelation mit dem Versuch wurde *MAT_MOONEY-RIVLING_RUBBER angewandt und damit gute Ergebnisse erzielt. In [52] findet sich eine weitere Bestätigung der Relevanz dieser Elastomerelemente und Lagerbuchsen für die Sensing-Simulation. Ferner wurden dort zur Charakterisierung des Materialverhaltens auch dynamische Versuche in einem Fallturm durchgeführt. Dabei wurde eine Verwendung des Ogden-Materialmodells gewählt. Ferner zeigt auch [102] die Relevanz der Elastomerlager im Fahrwerk für die Simulation von Misuse-Lastfällen deutlich auf.

Den Erkenntnissen aus [99] folgend, wird für diese Bauteile zur Sensing-Simulation eine Solid-Modellierung (ELFORM=1) mit *MAT_MOONEY-RIVLIN_RUBBER verwendet (siehe dazu exemplarisch Abb. 6.9b). Die Solid-Elemente können unter der eingezeichneten Belastung, wie sie in diesem Lastfall auftritt, relativ große Knotenverschiebungen und Deformationen erfahren. Somit besteht insbesondere die Gefahr numerischer Instabilität durch Entstehung eines negativen Volumens. Deshalb wird dafür die Verwendung von ELFORM=1 (unter-integriert, konstante Spannung) empfohlen, da es sich besonders

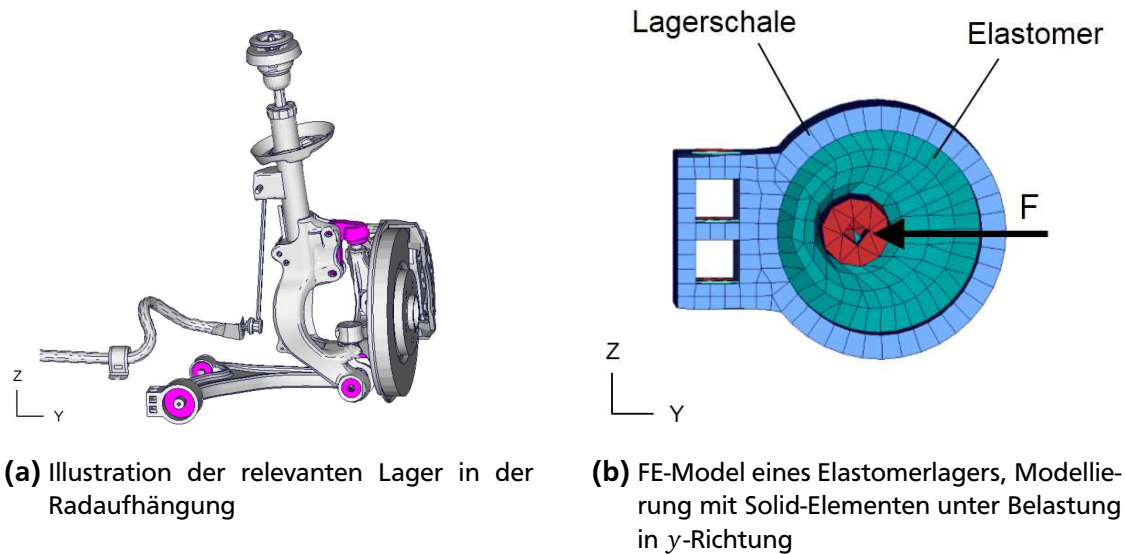
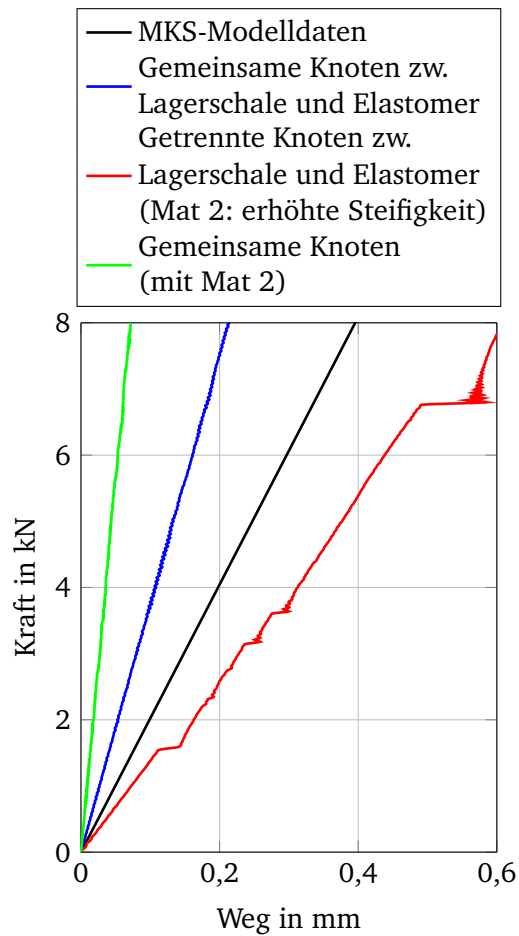


Abbildung 6.9: Modellierung der Elastomerlager in der Radaufhängung

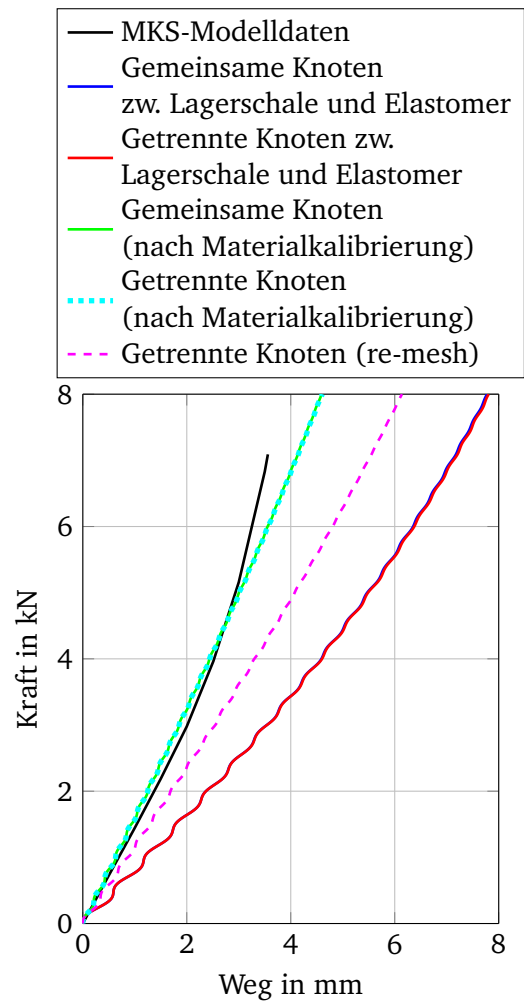
für große Deformationen eignet [103]. Häufig erweist sich zudem die numerische Stabilität der Kontakte als Folge der großen Knotenbewegungen als kritisch. So werden oftmals nicht alle Kontakte zu umgebenden Bauteilen erkannt, wodurch starke Durchdringungen auftreten. Durch Verwendung jeweils eigener Kontaktdefinition zwischen Elastomer und Lagerschale (*CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE mit $FS=FD=0.2$, $SOFT=2$, $SBOPT=5$, $DEPTH=5$) lässt sich das Auftreten von Instabilitäten reduzieren [99, 104].

Es sei auch noch eine weitere Möglichkeit erwähnt, um die Kontaktproblematik zu verhindern: Mit entsprechendem Aufwand lassen sich die Ränder des Elastomers mit der umgebenden Lagerschale bzw. der Welle im Innern mit gemeinsamen Knoten vernetzen. Da das Elastomermaterial an die Lagerschale anvulkanisiert wird [94], ist diese Modellierung zur Abbildung einer stoffschlüssigen Verbindung gerechtfertigt. Bei den hier verwendeten Lagern mit Elastomerdurchmesser von 72 mm zeigt sich in quasi-statischen Simulationen kein Unterschied im Verhalten (siehe Abbildung 6.10b). Bei Lagern mit kleineren Durchmessern, z. B. 40 mm, verhält sich die Modellierung mit gemeinsamen Knoten schon deutlich steifer (siehe Abb. 6.10a). So verlangen getrennte Knoten nach einer Materialkalibrierung durch Erhöhung der Steifigkeit (im Folgenden hier als Mat 2 bezeichnet), um in die Nähe der Kennlinien-Modelle zu kommen, wie sie in Mehrkörpersimulationsmodellen zur Untersuchung der Fahrdynamik implementiert sind. Verwendet man dieses Mat 2 in dem Modell mit gemeinsamen Knoten, so verhält sich dieses Modell erwartungsgemäß nochmals steifer. Somit zeigt sich, dass durch Anpassung der Materialsteifigkeiten der Unterschied in der Vernetzung kompensiert werden kann. Es bietet sich die Modellierungsvariante mit gemeinsamen Knoten an, wenn die Kontaktinstabilitäten anders nicht zu lösen sind. So zeigt sich daran aber auch, dass die vorliegenden Materialmodelle noch nicht ausreichen, um das Verhalten der Lager bei den hier auftretenden dynamischen Verformungen detailliert abzubilden. Ferner zeigt sich an den Kraft-Weg-Diagrammen, dass das Steifigkeitsverhalten des Lagers von der Diskretisierung abhängt. Hier sind genauere Material- und Komponentenversuche durchzuführen, um das Verhalten korrekt zu bestimmen.

Im Rahmen dieser Arbeit war eine genauere Ermittlung der Materialkennwerte nicht möglich. Nach der aufwändigen geometrischen Modellierung und Verbesserung in [99], wurden durch Simulation von Druckversuchen die Kraft-Weg-Kurven ermittelt und das Material entsprechend auf die vorhandenen Kurven kalibriert. Durch Anpassung der Materialparameter wurden die Simulationsergebnisse an die vorhandenen Kennlinien aus den Mehrkörpersimulations(MKS)-modellen und den Bauteilspezifikationen angepasst. Allerdings sind diese nur für den Bereich normaler Fahrzustände definiert, weshalb dieses Vorgehen nur als erste Annäherung zu verstehen ist. Darüber hinaus ist auch keine Geschwindigkeitsabhängigkeit in den Kraft-Weg-Kurven berücksichtigt. Bei Misuse-Lastfällen werden



(a) Elastomerlager mit Durchmesser von 40 mm



(b) Elastomerlager mit Durchmesser von 72 mm

Abbildung 6.10: Kraft-Weg-Diagramme für Elastomerlager mit verschiedenen inneren Durchmessern und unterschiedlichen Modellierungsvarianten

Tabelle 6.1: Ergebnis des Signalvergleichs am SIS durch CoSi im Lastfall „Seitliches Bordsteinanrutschen“

	\tilde{c}		P		c		s	
	a	Δv	a	Δv	a	Δv	a	Δv
Versuch A vs B	0,93	0,27	1,02	1,00	0,95	0,27	0,75	0,96
Versuch A vs Sim 1	1,26	0,85	1,04	1,01	1,31	0,86	0,70	1,09
Versuch A vs Sim 2	1,65	0,95	1,10	1,00	1,82	0,95	0,54	0,98
Versuch A vs Sim 3	1,34	0,33	1,03	1,00	1,38	0,33	0,74	0,91

die Definitionsbereiche dieser Kennlinien in der Regel überschritten [102]. Ein notwendiger Schritt zur besseren Charakterisierung der Materialien der Elastomerlager sind deshalb dynamische Versuche, wie sie z. B. in [52] durchgeführt wurden.

Bringt man nun letztlich all diese Erkenntnisse in die Modellierung ein, so ergibt sich ein verbessertes Modell (Sim 3) mit den Signalen, wie in Abbildung 6.3 und 6.4 (S. 96f.) dargestellt. CoSi bewertet die Übereinstimmung des Beschleunigungssignals mit $c = 1,34$ und des Geschwindigkeitssignals mit $c = 0,33$, womit die Signale dieses Simulationsmodells im Rahmen der Versuchsstreuung liegen. Eine Übersicht der CoSi-Werte für die hier vorgestellten Simulationsmodelle gibt Tabelle 6.1.

6.3 Diskussion zur Simulation der Schlittenversuche

Durch die gezeigten Anpassungen in der Modellierung ist es möglich, ein FE-Crash-Modell auch für die Sensing-Simulation im Lastfall des seitlichen Bordsteinanrutschens zu verwenden.

Zunächst ist zu beachten, dass sich die Zeitdifferenz im Auftreffen von Vorder- und Hinterachse in der Simulation nicht wie im Versuch einstellt, bzw. im Versuch selbst auch nicht reproduzierbar ist. Vor dem Hintergrund der hier durchgeführten Simulationen und Versuche als Bestandteil einer Robustheitsuntersuchung für das Sensing-System ist dies nicht weiter problematisch. Allerdings gilt es dies bei der Durchführung von Korrelationen zu bedenken.

Dem schließt sich die Fragestellung an, ob die Simulation der Gleitphase nötig ist, oder ob es nicht auch ausreicht, das Fahrzeug direkt in der Position unmittelbar vor Kontakt mit dem Bordstein zu positionieren und mit der entsprechenden Auftreffgeschwindigkeit zu beaufschlagen. Ein Verzicht auf die Gleitphase würde sich in einer deutlichen Reduktion der Rechenzeit bemerkbar machen. Die Simulationszeit, um die komplette Gleitphase und die Bordsteinkollision abzubilden, beträgt 300 ms. Damit bewegt es sich sicherlich an der Grenze dessen, was für die Simulation eines Vollfahrzeugmodells im praktischen Einsatz des Projektalltags akzeptiert werden kann.

Im Lastfall mit Niedrig- μ -Oberfläche ist eher zu erwarten, dass sich die Gleitphase in der Simulation vernachlässigen lässt. Die Rollbewegung, die das Fahrzeug vollführt, ist deutlich niedriger als im Hoch- μ -Lastfall. Allerdings zeigt sich bereits in den Lastfällen mit geringer Reibung, dass die Berücksichtigung der Gleitphase die Korrelation zu den Versuchsergebnissen verbessert. Eine Gegenüberstellung des Simulationsmodells Sim 3 mit und ohne Berücksichtigung der Gleitphase ist in Abbildung 6.11 zu sehen. Bereits eine Betrachtung des Beschleunigungssignals in Abb. 6.11a legt den Schluss nahe, dass für eine gute Korrelation mit dem Versuch die Gleitphase mitzubерücksichtigen ist. Die CoSi-Werte unterstreichen dies deutlich. Für den in Abb. 6.11a dargestellten Zeitraum ergibt sich zwischen Versuch A und Sim 3 die gute Bewertung von $c = 0,94$, $P = 1,03$, $s = 0,79$, während Versuch A und Sim 3 b entsprechend schlecht mit $c = 2,42$, $P = 1,06$, $s = 0,70$ bewertet wird. Allenfalls wenn sehr früh in der Entwicklung eine erste grobe Einschätzungen verlangt wird, lassen sich Geschwindigkeitssignale (Abb. 6.11b) für den Lastfall mit geringer Reibung ohne Gleitphase heranziehen. Für weitere Analysen zeigen der sich aufbauende Wankwinkel und die Verspannungen im Fahrwerk einen zu großen Einfluss auf das Sensing-Signal. Eine Möglichkeit, dies zu umgehen, ist eventuell das Gleiten des Fahrzeugs für die verschiedenen Reibungsoberflächen und Geschwindigkeiten vorzusimulieren, dieses Modell heraus-

zuschreiben und als Startpunkt für die Folgesimulationen zu nutzen. Im Rahmen dieser Arbeit wurde dies jedoch nicht erprobt.

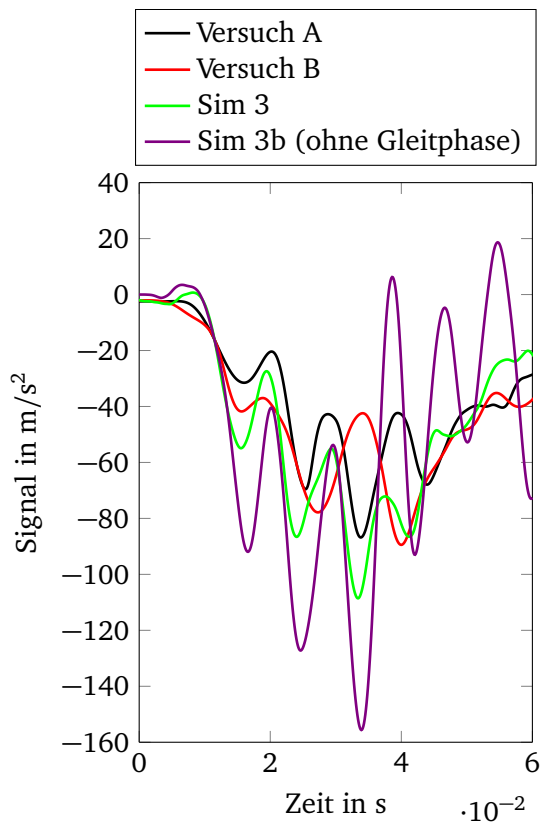
Ferner wurde durch die obigen Ansätze gezeigt, dass richtig eingesetzte Abstraktion hilft, den Aufwand zu reduzieren. Dies lässt sich durch die erfolgreiche Modellierung der Radfederung mittels eines diskreten Federelements inklusive der Berücksichtigung der Vorspannung zeigen. In anderen Bereichen ist eine diskrete Abstraktion jedoch nicht ausreichend, um das Verhalten der Komponenten hinreichend gut zu beschreiben. Insbesondere bei den Elastomerlagern im Fahrwerk zeigt sich dies. Diese sollten detailliert modelliert werden, um das Sensingsignal in der benötigten Qualität zu liefern.

Dafür gilt es in der Zukunft, genauere Materialcharakterisierungen für die Elastomerlager, insbesondere dynamische und für Bereiche außerhalb des normalen Fahrbetriebs, zu erarbeiten. Dies verbessert die Vorhersagegüte des Simulationsmodells noch weiter [52] und von einer verbesserten Abbildung profitieren somit auch andere Disziplinen, wie z. B. Crash [101].

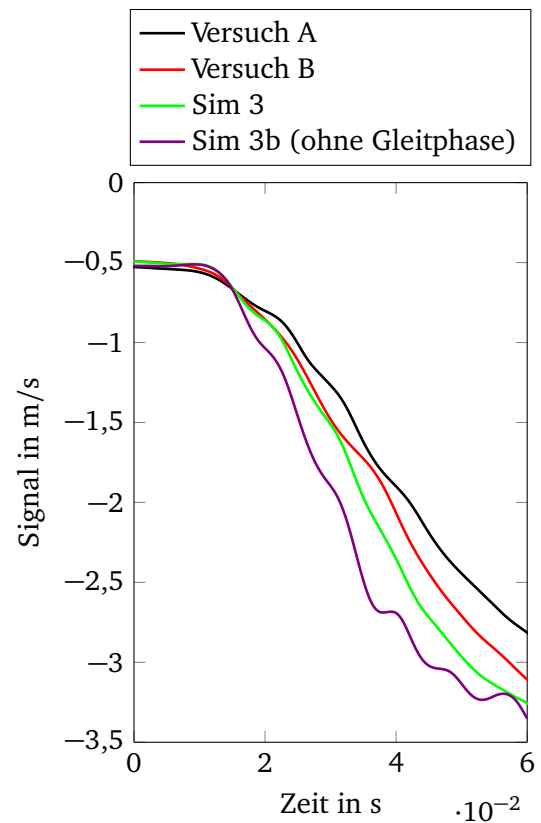
Die obigen Ergebnisse wurden mit der Simulation des Lastfalls für niedrige Reibung erzielt. Die Überprüfung dieser Erkenntnisse im Lastfall mit hoher Reibung ist ein wesentlicher Schritt für die Validierung des Modells. Erste Simulationen im Lastfall mit hoher Reibung bestätigen die Gültigkeit und Anwendbarkeit der vorgestellten Modellierungen für andere Lastfallvarianten. Die Übereinstimmung befindet sich laut CoSi im Bereich der Versuchsstreuung, wie die in Anhang C.3 aufgeführten Werte zeigen.

Zu beachten gilt, dass eine Unsicherheit herrscht, wie exakt das Simulationsmodell das Versuchsfahrzeug abbildet. Der Schlittenlastfall ist einer der letzten in der Reihe der durchzuführenden Misuse-Versuche, so dass die dort verwendeten Fahrzeuge in der Regel schon gewisse, auch unentdeckte, Vorschädigungen aufweisen können, sowie einzelne Komponenten und Bauteile ausgetauscht oder repariert wurden. Bei der Bewertung der Korrelation gilt es diese Unsicherheit zu berücksichtigen.

Abschließend fand eine Bewertung durch den Algorithmus-Hersteller statt, siehe Abbildung 6.12. Dieser skaliert die Signale hoch, bis der Algorithmus eine positive Zündentscheidung treffen würde und beurteilt so, wie hoch das Sicherheitslevel einer ungewollten Auslösung der Gurtstraffer und Seitenairbags ist. Dabei ist bei allen eine ausreichende Sicherheit gegen Falschauslösung gegeben. Die Simulationsdaten zeigen durchweg ein niedrigeres Robustheitslevel und sind daher näher an den Schwellen für eine mögliche Auslösung. Im Sinne einer konservativen Simulationsaussage ist dies zu begrüßen.



(a) Beschleunigungssignal



(b) Geschwindigkeitssignal

Abbildung 6.11: Signale am SIS im Lastfall „Seitliches Bordsteinanrutschen“, geringe Reibung, 0°; Vergleich zwischen dem Signal aus der Simulation mit und ohne Berücksichtigung der kompletten Gleitphase ($t = 0$ entspricht hier 15 ms vor Bordsteinkontakt)

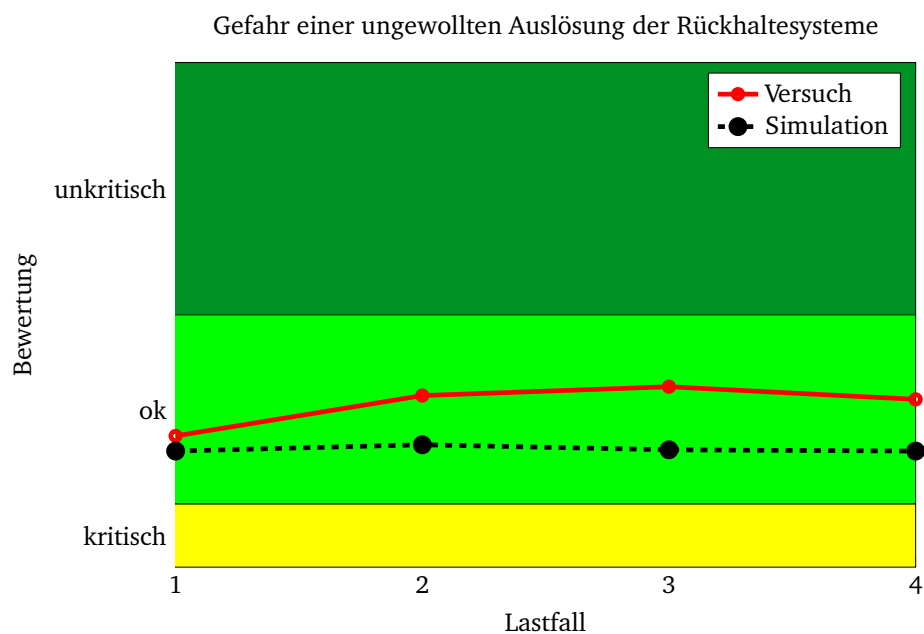


Abbildung 6.12: Vergleich der Signale aus den Schlittenlastfällen und Bewertung laut Algorithmus-Hersteller bezüglich ungewollter Auslösung

7 Simulation der Fahrversuche am Beispiel der Schlaglochdurchfahrt

Dieses Kapitel befasst sich mit der Simulation von Fahrversuchen als dritte Kategorie der Misuse-Lastfälle. Diese Versuchsszenarien überprüfen, ob es bei Fahrsituationen in Folge von low speed crashes (also Niedrig-Energie-Kollisionen; für die Unterscheidung der Crashes siehe Anfang Abschnitt 4.1), Hindernisüberfahrten, unterschiedlichen Straßenverhältnissen oder Fahrmanövern zu für eine ungewollte Auslösung der Rückhaltesysteme kritischen Sensing-Signalen kommt. Eine ungewollte Auslösung der Airbags wird in solchen Szenarien besonders kritisch gesehen, da dadurch nicht nur die Insassen verletzt werden können, sondern der Fahrer auch die Kontrolle über das Fahrzeug verliert. Geschieht dies in ansonsten noch beherrschbaren Fahrsituationen, ist die Gefahr möglicher Folgeunfälle unkalkulierbar. Somit ist auch diese Kategorie der Misuse-Lastfälle mit besonderer Sorgfalt zu prüfen.

Wie bereits in Abschnitt 4.2 ausgeführt, eignen sich nicht alle Lastfälle aus der Kategorie der Fahrversuche gleichermaßen für eine Simulation mittels FEA. Die Anwendung von FEA ist jedoch für die Sensing-Simulation zwingend nötig. Die Simulation solcher Fahrversuche erfolgt im Entwicklungsprozess meist mittels Mehrkörpersimulationsmodellen (MKS-Modellen). Aus der MKS lässt sich das Crash-Sensorsignal allerdings nicht in der benötigten Qualität ermitteln. Der Frequenzinhalt ist zu gering und Strukturschwingungen werden nicht ausreichend berücksichtigt. Dies ist momentan nur durch die Simulation mittels FE-Modellen möglich. Die Herausforderung für die Sensing-Simulation der Fahrversuche besteht nun zunächst darin, dass die Dauer der einzelnen Versuche verhältnismäßig lang ist. Die verschiedenen Fahrmanöver (z. B. Slalom-Fahrten, VDA Spurwechsel, etc.) dauern häufig länger als 1000 ms. Alleine aus diesem Grund, neben der Herausforderung die physikalischen und fahrdynamischen Zustände abzubilden, ist eine Umsetzbarkeit solcher Lastfälle für die Sensing-Simulation fraglich. Die Niedrig-Energie-Kollisionen hingegen eignen sich für die Sensing-Simulation und werden z. B. im Kontext der RCAR-Versuche (siehe Abschnitt 2.1.2 und weitere low speed crashes [22]) bereits erfolgreich simuliert. Auf diese Lastfälle wird deshalb hier nicht weiter eingegangen.

Die verbleibende Unterkategorie der Fahrversuche ist damit die Hindernisüberfahrt. Die Dauer für solche Lastfälle variiert von etwa 120 ms für Bordsteinüberfahrten (mit 50 km/h), für Schlaglochüberfahrten bis zu etwa 400 ms (bei Geschwindigkeiten von 30 – 80 km/h für eine komplette Durchfahrt) und bei verschiedenen Fahrbahnoberflächen und -beschaffenheiten (z. B. Schotterpisten, Kopfsteinpflaster) bis zu etwa 1000 ms. Damit befinden sich die letzteren Lastfälle bzgl. dieses Aspekts in einer ähnlichen Kategorie wie die Fahrmanöver und die Erarbeitung von Methoden für die Sensing-Simulation wird für diese zurückgestellt. Die übrigen Hindernisüberfahrten werden ausgewählt, um die Umsetzbarkeit von Sensing-Simulationen für diese Lastfälle genauer zu untersuchen. Die Schlaglochdurchfahrt wird als Repräsentant für diese Lastfallkategorie ausgewählt. Es existieren drei verschiedene, intern spezifizierte Schlaglöcher unterschiedlichen Schweregrades (leicht: Schlagloch 1 (S1); mittel: Schlagloch 2 (S2); schwer: Schlagloch 3 (S3); siehe Abbildung 7.1). Sie unterscheiden sich durch Länge, Tiefe und, besonders entscheidend, die Steigung der rückwärtigen Kante des Schlaglochs. Die Durchfahrt erfolgt entweder mit den linken oder rechten Rädern mit 40, 60 und 80 km/h für Schlagloch 1 und 2 beziehungsweise mit 30 und 50 km/h für Schlagloch 3.

Die entscheidenden Komponenten für die Einleitung der Energie in die Fahrzeugstruktur sind in diesem Lastfall Reifen, Felge und die Fahrwerkskomponenten. Welche Modellierungsverbesserungen bezüglich der Radaufhängung einzubringen sind, wurde bereits in Kapitel 6 aufgezeigt. Während bei der Kollision im seitlichen Bordsteinanrutschen Felge und Reifen das Signal des SIS nicht deutlich beeinflussen, ist ihre Bedeutung in der Schlaglochdurchfahrt von besonderem Belang [102]. In [52] wird vorgestellt, wie sich die Schlaglochdurchfahrt vollständig in FEM simulieren lässt. Die Rad- und Fahrwerkskomponenten müssen dafür in einem höheren Detaillierungsgrad modelliert werden, als es in Crash-Modellen üblich ist. Dies betrifft, neben Reifen und Felge, insbesondere die Elastomerlager und Federbeine. Mit entsprechendem Aufwand hinsichtlich Modellierung und Materialcharakterisierung ist es somit laut [52] möglich, für die Sensing-Simulation gute Ergebnisse zu erzielen.

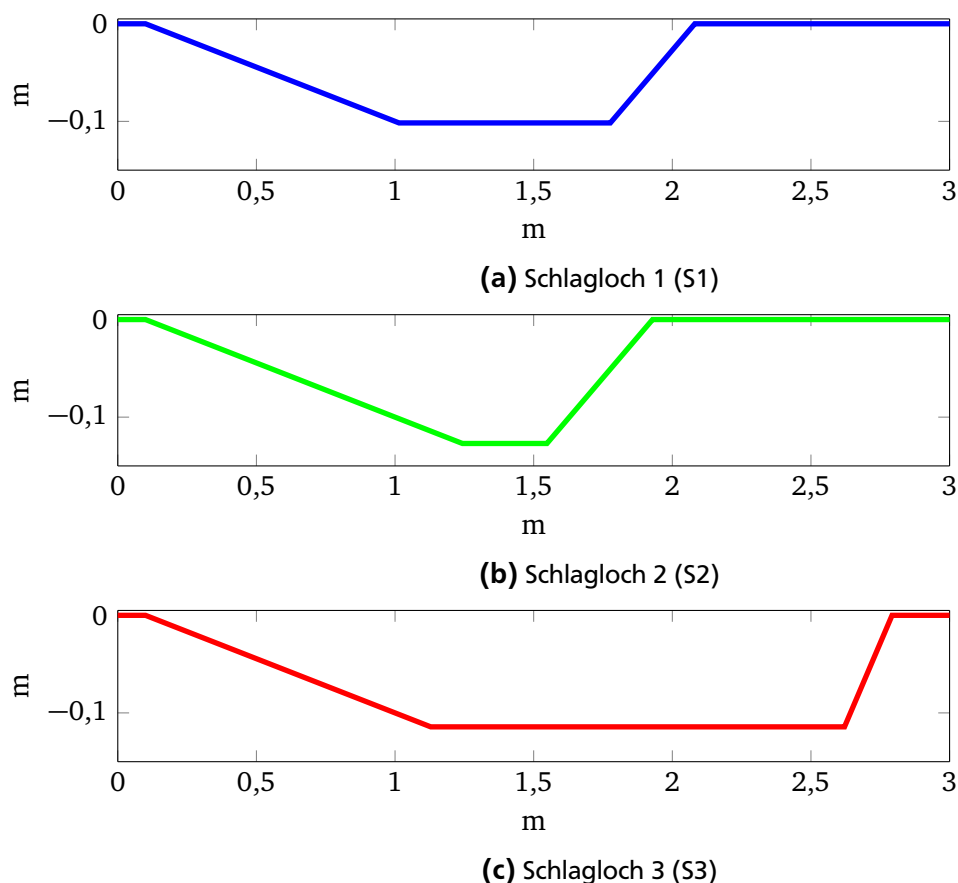


Abbildung 7.1: Tiefe und Länge der verschiedenen Schlaglöcher; die Richtung der Durchfahrt ist von links nach rechts

Die Schlaglochdurchfahrt wird nicht nur aus Sicht der Crash-Sensierung geprüft, sondern ist auch ein Lastfall in der Entwicklung des Fahrwerks und der Fahrdynamikeigenschaften. Auf Seite des CAE wird der Lastfall dort mittels MKS abgebildet. Ferner werden die in der MKS erzeugten Lasten auch in der Chassis-Entwicklung genutzt und dort zur Beurteilung der Struktur- und Bauteilintegrität eingesetzt. Somit bietet es sich an zu untersuchen, ob die Koppelung von MKS mit FEA ebenfalls ein zulässiger Ansatz für die Sensing-Simulation ist. Dadurch besteht die Möglichkeit Synergien in der Entwicklungsarbeit nutzen zu können. Durch Ermittlung von Lastkollektiven in der MKS, die in verschiedene Simulationsdisziplinen genutzt werden können, lassen sich in der Entwicklung Zeit und Kosten, sowie Aufwand für Modellaufbau und -validierung einsparen.

In den folgenden Abschnitten werden zunächst die zur Verfügung stehenden Lastkollektive und deren Verwendbarkeit für die Sensing-Simulation besprochen. Daraufhin werden Submodelle, auf die die Lasten aufgebracht werden, verglichen und die Möglichkeiten zur Krafteinleitung in das FE-Fahrzeug-Submodell untersucht. Die Bewertung der Simulationsansätze erfolgt stets auf Basis der Signalkorrelation zwischen Versuch und Simulation. Eine Bewertung oder Validierung hinsichtlich des Strukturverhaltens und Bauteilbeschädigung ist nicht Bestandteil dieser Arbeit.

7.1 Modellierungsansatz zur Simulation der Schlaglochdurchfahrt

Der Ansatz für die Simulation der Schlaglochdurchfahrt verlangt zunächst, die Lasten in der MKS-Software Adams [105] zu ermitteln. Die Fahrwerks-Komponenten, Schwingungsdämpfer, Schraubenfedern sowie auch die in Abschnitt 6.2 diskutierten Elastomerlager sind dort mittels Kennlinienmodellen abgebildet. Dies gilt es zu bedenken, denn bei den schweren Schlaglöchern bzw. bei hoher Geschwindigkeit kann der Definitionsbereich dieser Modelle verlassen werden. Insbesondere die Dämpferkenn-

linien liegen in der Regel nur bis zu einem Geschwindigkeitsbereich von 1 m/s vor, während in Misuse-Lastfällen bis zu etwa 8 m/s benötigt werden können [102]. Somit besteht eine gewisse Unsicherheit, ob deren Verhalten im Grenzbereich durch die Kennlinienmodelle noch ausreichend gut beschrieben wird. Die so ermittelten Lastkollektive sollen im weiteren Verlauf als Eingangsgrößen für die Sensing-Simulation dienen.

Neben Adams existieren noch weitere Softwarelösungen, die im Kontext der Fahrdynamiksimulation und -regelung verwendet werden. Auch die Software CarMaker [106] wird dafür eingesetzt und ist in der Lage, entsprechende Lastkollektive und Fahrwerkszustände auszugeben. Deshalb gilt es zunächst näher zu untersuchen, welche Lastkollektive sich prinzipiell für den Einsatz zur Sensing-Simulation eignen. Die Sensing-Signale können nur so genau und prädiktiv sein, wie es die zu ihrer Erzeugung in das FE-Modell eingepägten Lasten sind.

Zunächst wird CarMaker genutzt, um eine Durchfahrt des Schlaglochs 3 bei 50 km/h zu simulieren. Dort wird ein Einpunktkontaktmodell als Reifenmodell verwendet. Vergleicht man die durch die Schlaglochdurchfahrt entstehenden Radlasten mit denen aus Adams in Verbindung mit FTire [107], siehe Abbildung 7.2a, so stellt man unmittelbar fest, dass der Stoß in x -Richtung nicht abgebildet wird. Durch ein Einpunktkontaktmodell ist es nicht möglich das Auftreffen des Reifens an der rückwärtigen Schlaglochkante zu simulieren. Da die Crash-Sensorik Beschleunigungen in x -Richtung misst, kann die x -Last nicht einfach vernachlässigt werden. Die Kräfte in y -Richtung leisten aus Sensing-Sicht keinen nennenswerten Beitrag. Die höchsten und entscheidenden Lasten wirken allerdings in z -Richtung. Am Verlauf dieser Radlast in Abbildung 7.2c lässt sich der Lastfall sehr gut nachvollziehen. Beginnend mit der statischen Radlast von 0,54 kN erfolgt bei der Einfahrt in das Schlagloch eine nahezu vollständige Ausfederung, so dass die Last kurz auf Null zurückgeht. Beim Auftreffen auf die Kante kommt es fast zur vollständigen Einfederung. Die Verläufe sind in CarMaker und Adams zwar qualitativ sehr ähnlich, aber man sieht, dass in CarMaker aufgrund des höheren Abstraktionsgrades und der geringeren Frequenz die Peaks nicht ausreichend genau abgebildet werden. Für die Misuse-Simulation sind diese Peaks allerdings entscheidend, da sie die Auslösung der Rückhaltesysteme verursachen können. Somit ist verdeutlicht, dass sich CarMaker mit Einpunktkontaktreifenmodell in dieser Form nicht zur Ermittlung des Lastkollektivs für die Misuse-Sensing-Simulation eignet. Der Komplexitätsgrad ist dafür zu niedrig und der Anwendungsbereich liegt somit berechtigterweise vor allem in der Auslegung von Regel- und Assistenzsystemen [19, 108].

Folglich wird die Anwendbarkeit von ADAMS/FTire für die Kopplung mit dem FE-Modell zur Sensing-Simulation näher untersucht. Das kinematische Verhalten des Fahrwerks lässt sich in der MKS mit weniger Modellierungsaufwand abbilden als in einem FE-Standard-Crash-Modell. Ein Überblick der Fahrwerksmodellierung in Adams gibt Abbildung 7.3.

Die Abbildung der Gelenke, Lager, Federn und Dämpfer erfolgt unter Berücksichtigung derer Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften anhand von Kennlinienmodellen. Dadurch werden die wirkenden Kräfte und Momente in den drei Raumrichtungen abgebildet. Eine Abbildung all dieser Eigenschaften ist in einem FE-Modell, wie Kapitel 6 und [52, 99] zeigen, mit zusätzlichem Aufwand verbunden und erhöht die Komplexität des FE-Modells. In der Regel erfolgt bislang eine Abstraktion durch Gelenke (*CONSTRAINED_JOINT) ohne Berücksichtigung der Lagersteifigkeiten und -dämpfungen. Auch die Funktion der Kinematik ist aufgrund ihrer Komplexität häufig nur für Ein- und Ausfederungen in der Nähe der Konstruktionslage gewährleistet und nicht über den gesamten Bewegungsbereich. Für die Anwendung in Crash-Lastfällen gilt dies bislang als ausreichend [109]. Für die Simulation der Schlaglochdurchfahrten muss, basierend auf dem FE-Crash-Modell, der in [52] gezeigte Aufwand in der Detaillierung von Reifen, Felge und übrigen Fahrwerk getrieben werden. Durch Verfolgung des Ansatzes einer Koppelung von MKS und FEA soll dieser Aufwand deutlich reduziert werden.

In der Anwendung zur Fahrwerk- und Chassis-Entwicklung werden die Lasten aus Adams an den in Abbildung 7.4 gekennzeichneten Stellen in die Fahrzeugstruktur eingeleitet. Für diese Stellen liegen die Kraft-Zeit-Verläufe als Input vor. Somit ist es das Ziel, nachzuweisen, ob diese Kraftverläufe auch für die Sensing-Simulation genutzt werden können.

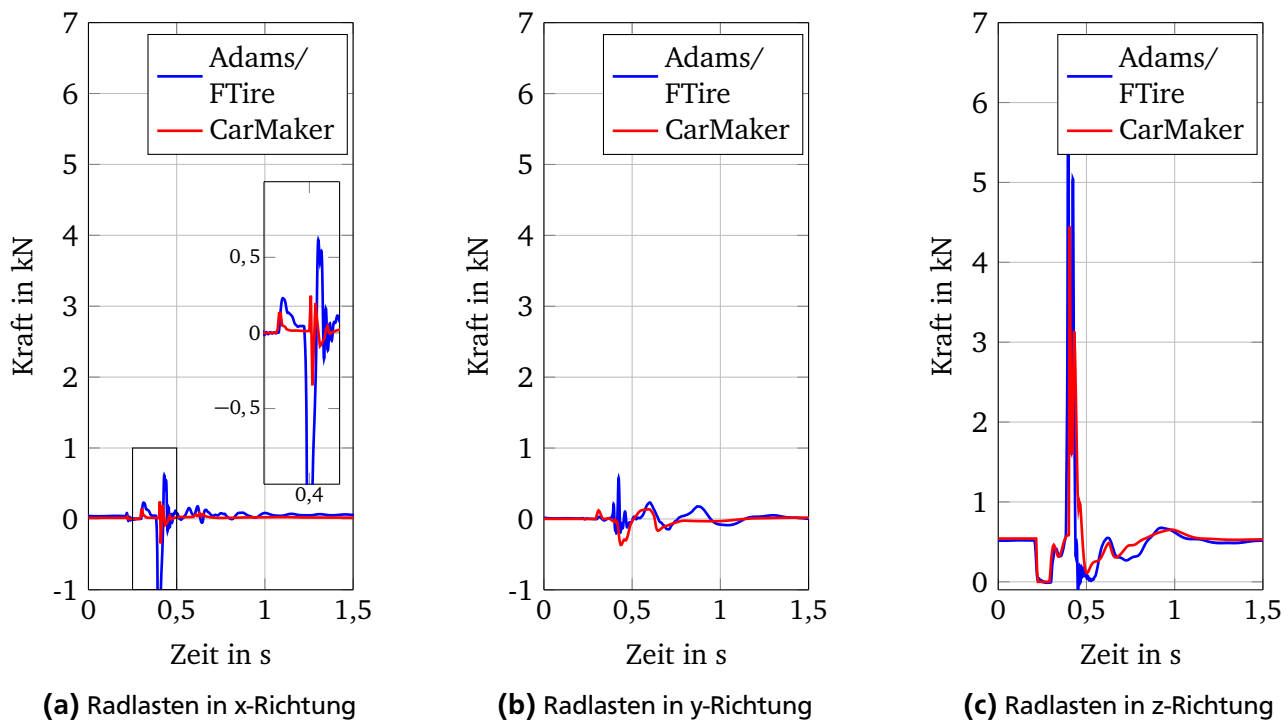


Abbildung 7.2: Radlasten des Vorderrades bei der Durchfahrt von Schlagloch 3 ($50 \frac{\text{km}}{\text{h}}$) im Vergleich der Software Adams/FTire und CarMaker

Der zu untersuchende Ansatz ist schematisch in Abbildung 7.5 dargestellt. Zunächst wird untersucht, ob die Methode, ein reduziertes FE-Modell mit Kraft-Input zu verwenden, für die Sensing-Simulation geeignet ist. Aus Fahrwerksuntersuchungen liegen die Radlasten vor, die mittels einer Messfelge bei der Durchfahrt von Schlagloch 1 bei 40 km/h ermittelt wurden. Diese Kräfte werden in einem ersten Schritt dazu genutzt, die Eignung des FE-Modells für die Simulation der Schlaglochdurchfahrt zu prüfen, siehe Abb. 7.5a. Es wird dazu auf das Modell mit verbesserter Radaufhängung aus Kapitel 6 zurückgegriffen. Dieses ist um Reifen und Felge reduziert und an der Nabe der Vorderräder werden die gemessenen Radlasten aus dem Versuch aufgeprägt. Dies wird näher in Abschnitt 7.2.1 erläutert. Das Signal aus dieser Simulation (Sim 1) dient als erster Maßstab für die Bewertung der erreichbaren Ergebnisgüte. Im nächsten Schritt wird, wie in Abb. 7.5a zu sehen ist, jenes Modell weiter auch um die Radaufhängung reduziert. Der Kraft-Input erfolgt anschließend direkt in den Dom und Unterrahmen in Anlehnung an den Ansatz aus Abb. 7.4. Zunächst werden die Schnittkräfte aus Sim 1 als Input verwendet. Dieses Simulationsmodell (Sim 2) kommt somit vollständig ohne sich bewegende Komponenten aus. Damit

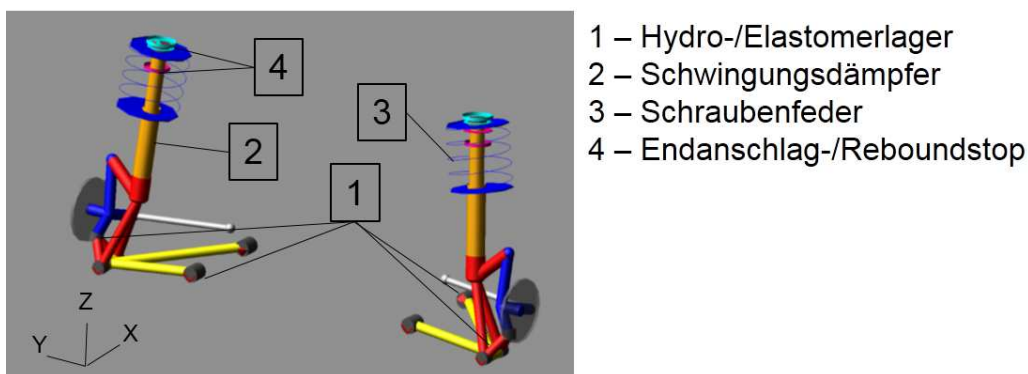


Abbildung 7.3: Darstellung der Radaufhängung in Adams

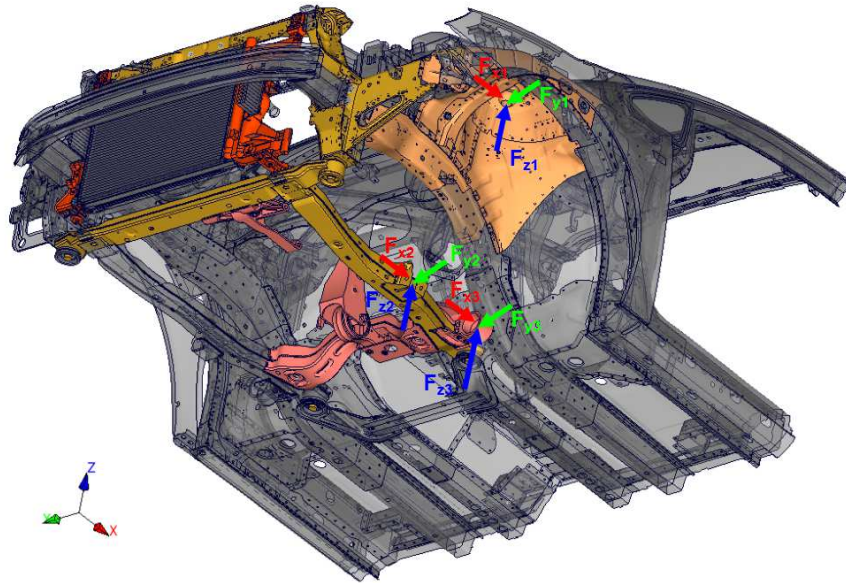


Abbildung 7.4: Simulationsansatz des Kraft-Inputs in die Fahrzeugstruktur

wird überprüft, ob sich der Ansatz, lediglich Kräfte auf Chassis bzw. Karosserie aufzuprägen, für die Sensing-Simulation eignet. Details hierzu finden sich in Abschnitt 7.2.2. Letztlich wird dieses Modell weiter verwendet und wie in Abbildung 7.5b gezeigt mit den Lasten aus der Adams-Simulation beaufschlagt (Sim 3). Die Bewertung des so simulierten Signals ist entscheidend für die Beurteilung der Eignung der Methode, da dies den Prozess abbildet, der zukünftig zur Simulation dieses Lastfalls genutzt werden soll.

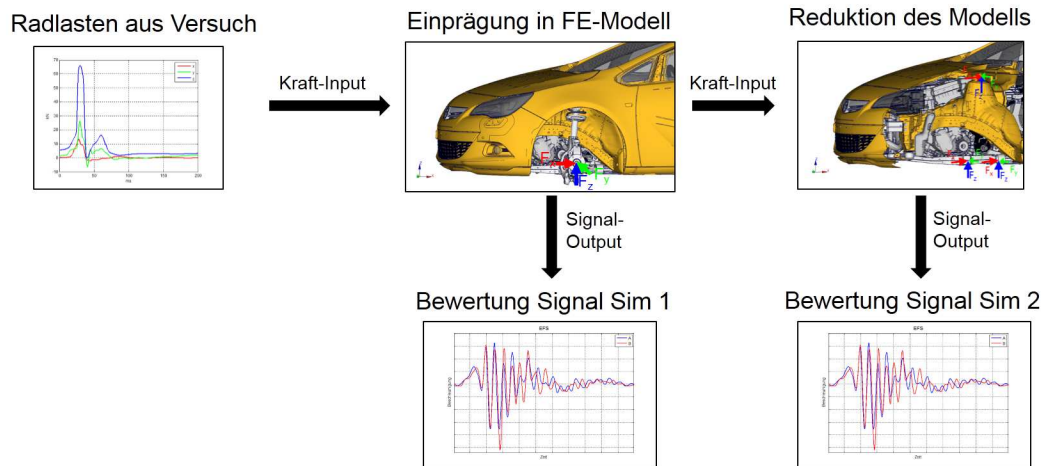
Für die Abbildung von Reifen und Felge in der MKS wird das FTire-Reifenmodell verwendet. Dessen Gültigkeit im Frequenzbereich wird mit bis zu 150 – 200 Hz angegeben [107]. Dies ist wichtig zu beachten, da folglich Signale in einem höheren Frequenzbereich nicht mehr ausgewertet werden sollten. Da die Signale hier mit 120 Hz Eckfrequenz tiefpass-gefiltert werden, lässt sich eine Korrelation mit den Versuchsdaten durchführen. Die Validierung des hier verwendeten Adams/FTire-Modells erfolgte durch die Kraftmessungen der Messfelge bei Durchfahrt des Schlagloch 1 mit 40 km/h. Messungen bei höheren Geschwindigkeiten oder mit schwereren Schlaglochgeometrien werden nicht durchgeführt, da dabei die Gefahr besteht die Messfelge zu beschädigen.

7.2 Verwendbarkeit von Sub-Modellen

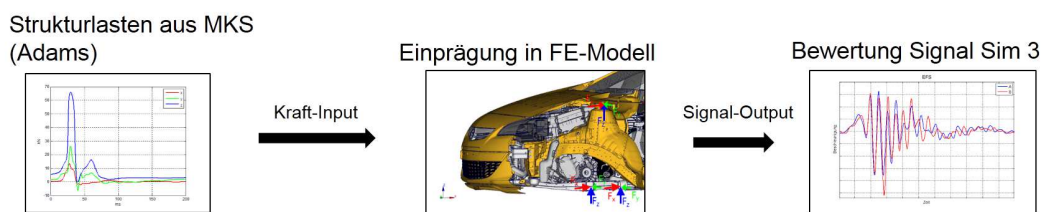
Eine Übersicht der verschiedenen Schritte, welche Modelle mit welchem Input verwendet werden, ist in Abbildung 7.5 gegeben. Diese werden im Folgenden näher erläutert. Die Bewertung der Ergebnisgüte erfolgt anhand des Vergleichs zwischen Versuch und Simulation mit den Signalen des EFS (center) (siehe Abb. 1.3). Der Prozess der Signalgenerierung ist in Abschnitt 2.2 dargelegt. Zur Bewertung mit CoSi wird eine Korridorgröße von $\Delta x = \pm 1 \text{ ms}$ und $\Delta y = \pm 0,1 \cdot \max(|a(t)|)$ festgelegt.

7.2.1 Kraft-Input am Radträger

Um die Verwendbarkeit des Modells für die Sensing-Simulation der Schlaglochdurchfahrt als solches und auch um die Qualität der in Abschnitt 6.2.2 verbesserten Radaufhängung zu prüfen, wird im ersten Schritt das FE-Modell zunächst nur um Reifen und Felge reduziert. Die mittels einer Meßfelge gemessenen Versuchskräfte aus der Durchfahrt von Schlagloch 1 (40 km/h) werden als Randbedingung zur Kräfteinleitung in dieses Modell verwendet. Die Aufprägung erfolgt an der Radnabe durch Verwendung von *LOAD_NODE_POINT mit den jeweiligen Zeit-Kraft-Verläufen in die entsprechenden Koordinatenrichtungen durch Setzen des Parameters DOF=1, DOF=2 oder DOF=3 für die x-, y- oder z-Richtung. Standardmäßig



(a) Schrittweise Feststellung der Modelleignung durch gemessenen Last-Input aus Versuch



(b) Bestätigung der Zulässigkeit anhand von Last-Input aus MKS

Abbildung 7.5: Schritte zur Untersuchung der Zulässigkeit der Kopplung von FEA und MKS für die Verwendung zur Sensing-Simulation

erfolgt der Input im globalen Koordinatensystem. Die gemessenen Kräfte liegen allerdings im lokalen Koordinatensystem der Messfelge vor. Über CID, M1, M2, M3 lässt sich dies durch die Definition eines lokalen Systems für den Kraftinput entsprechend berücksichtigen. Dies ist nötig, da sich gemäß den Raderhebungskurven bei Ein- und Ausfederung Sturz- und Spuränderungen ergeben. Das für den Algorithmus im SDM relevante bzw. für eine eventuelle Auslösung kritische Signal tritt bei der Ausfahrt des Vorderrades aus dem Schlagloch auf. Dennoch ist es nötig, den gesamten Kraftverlauf zu verwenden, damit die komplette Durchfahrt des Vorderrades abgebildet wird, von der Einfahrt in das Schlagloch mit der Ausfederung des Rades bis zur Ausfahrt, die mit der Einfederung für den relevanten Kraftpeak sorgt. Beschränkt man sich auf die Durchfahrt des Vorderrades kann auf Krafteinleitungen an den Hinterrädern allerdings verzichtet werden, wie sich in Simulationsstudien zeigte. Die dortigen, zusätzlich zur statischen Radlast wirkenden Kräfte als Folge der Fahrzeugbewegung sind für das Sensing-Signal vernachlässigbar.

Bei der Verwendung der Kraftverläufe ist darauf zu achten, ob die Relativkräfte, d. h. ohne statische Radlast, oder die Absolutkräfte vorliegen. Im ersten Fall kann ohne Schwerkraft gerechnet werden, im zweiten muss die Schwerkraft mitberücksichtigt werden und somit auch die Vorspannung in der Feder (vgl. Abschnitt 6.2.2). Bei der zweiten Variante ist der Modellierungs- und Pre-Processing-Aufwand jedoch als deutlich höher einzuschätzen. Beide Ansätze liefern äquivalente Ergebnisse und können daher als gleichwertig betrachtet werden. Die Berücksichtigung der Vorspannung sorgt zwar für eine gewisse Verbesserung der Korrelation. Aber angesichts der Versuchsstreuung, wie sich exemplarisch am Signal des EFS im Lastfall S3 mit 50 km/h zeigen lässt (Signale und Bewertung siehe Anhang C.4), ist fraglich, ob sich dafür der zusätzliche Simulationsaufwand lohnt. Dies deckt sich mit den Erkenntnissen in [52], worin die Berücksichtigung der Vorspannung als verzichtbar angesehen wird.

Im Folgenden werden die relativen Kräfte an der Radnabe als Input verwendet. Die Darstellung der Schraubenfeder erfolgt in der geometrischen Modellierung durch Solid-Elemente, damit die Effekte des

Endanschlags des Federbeins besser abgebildet werden können. Bei diesem Lastfall erfolgt eine maximale Einfederung des Federbeins, wodurch die Schraubenfeder komplett auf Block komprimiert wird.

Weitere Modifikationen am Modell über die in Abschnitt 4.1 und 6.2 (bzgl. der Massenverteilung) geschilderten generellen Verbesserungen hinaus, waren hier zunächst nicht vonnöten. Durch höhere Detaillierung ließen sich für die Sensing-Simulation keine besseren Ergebnisse erzielen. So zeigte sich beispielsweise kein Einfluss am Signal abhängig davon, ob die Mapping-Daten aus dem Tiefziehprozess zur Herstellung des Doms berücksichtigt werden oder nicht. Zwar ändert sich dadurch, ob und in welchem Maße plastische Dehnungen in jenen Bauteilen durch die Belastung der Schlaglochdurchfahrt auftreten. Am Sensorsignal ließ sich aber kein Einfluss nachweisen.

In Abbildung 7.7 ist das Beschleunigungssignal im Vergleich zu den Signalen aus zwei Versuchen dargestellt. Für Versuch A vs B ergibt sich $\tilde{c} = 1,25$, $P = 1,13$ und $s = 0,62$ (siehe auch Tabelle 7.1). Für Versuch A vs Sim 1 ergibt sich $\tilde{c} = 1,43$, $P = 1,27$ und $s = 0,78$. Hier lohnt es sich, im Gegensatz zu den vorherigen Kapitel, \tilde{c} und P näher zu betrachten. Das Signal aus der Schlaglochdurchfahrt zeigt deutlich stärkere Oszillationen als in den anderen Lastfällen aus Kapitel 5 und 6. Daher weicht hier P deutlicher von 1 ab und zeigt einen Unterschied in der Phase an. Generell ist die Übereinstimmung noch gut und die Abweichungen sind etwa in der Größenordnung der Versuchsstreuung, wie die Ansicht der Signale und auch die CoSi-Werte belegen. Damit ist zum einen die korrekte Modellierung des Fahrwerks aus Kapitel 6.2.2 in einem weiteren Lastfall bestätigt. Zum anderen zeigt sich damit, dass sich der Ansatz der Krafteinleitung für die Sensing-Simulation eignet. Mit realen Kräften aus dem Versuch wird ein Signal sehr nahe am Versuch erzeugt. Die Qualität des Modells ist demnach in dieser Form für die Abbildung der Sensing-Signale in diesem Frequenzbereich ausreichend.

7.2.2 Kraft-Input am Dom und an der Querlenkeranbindung

Im nächsten Schritt wird das Strukturmodell weiter reduziert. Es werden Radaufhängung, Schwingungsdämpfer und Querlenker entfernt, um die in Abbildung 7.4 gezeigte Krafteinleitung zu realisieren. An den Verbindungspunkten der entfernten Komponenten zum Subframe und am Dom werden Knoten definiert, per `*CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY` mit der Struktur verbunden und so die Kräfte in die Struktur eingeleitet.

Als Input werden zunächst die Schnittkräfte aus der obigen Simulation (Sim 1), Abschnitt 7.2.1, verwendet. Damit wird insbesondere überprüft, ob diese weitere Modellreduktion aus Sicht der Sensing-Simulation zulässig ist und das Verhalten durch den Kraft-Input direkt in die Struktur mit Verzicht der sich bewegenden Komponenten ausreichend abgebildet wird. Die Kräfte an diesen Positionen werden aus Sim 1 mittels `*CONTACT_FORCE_TRANSDUCER` in den drei Koordinatenrichtungen aufgezeichnet. Die Einleitung der Kräfte erfolgt mittels der Kraft-Zeit-Verläufe analog zu oben mit `*LOAD_NODE_POINT`. Da die Kräfte im globalen Koordinatensystem vorliegen, kann auf die Definition von lokalen Koordinatensystem für die Krafteinleitung verzichtet werden. Damit sind in diesem FE-Modell nun keine sich bewegenden Teile mehr auf dem Pfad von Krafteinleitungsstelle bis zur Sensorposition vorhanden und die Komplexität des Modells hat sich dadurch weiter deutlich reduziert. Somit ist es in der FE-Simulation verzichtbar, die gesamte Vorderraddurchfahrt abzubilden. Es ist ausreichend, nur den Kraftverlauf mit dem höchsten Kraftpeak abzubilden, wie ein Vergleich der Signale (siehe Anhang C.4, Abb. C.3b) zeigt. Zwar ergeben sich Unterschiede, da die Signalbestandteile, die vor der Ausfahrt aus dem Schlagloch entstehen, entfallen. Dieser Unterschied lässt sich jedoch in seiner Relevanz für die Robustheitsbewertung vernachlässigen. Nach wie vor befindet sich das Signal augenscheinlich im Bereich der Versuchsstreuung. Damit reduziert sich neben dem Modellinhalt in Sim 2 auch die Simulationsdauer deutlich von ursprünglich 360 ms auf 100 ms.

Natürlich sind die simulierten Signale aus Sim 1 und Sim 2 nicht mehr exakt identisch. Der Export der Kraftverläufe erfolgt nicht zu jedem Zeitschritt, der in DYNA zur Berechnung verwendet wurde ($0,5 \mu\text{s}$), sondern nur alle $0,1 \text{ ms}$. Der Kraftverlauf in kN wird bis auf die vierte Nachkommastelle als Input verwendet und ist somit ausreichend genau. Der Krafteintrag erfolgt über `*CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY`. Dies hat zur Folge, dass der Bereich der Krafteinleitung dadurch

im Vergleich zum vorherigen Modell aussteift. Dadurch lassen sich die auftretenden Unterschiede in den Signalen erklären. Aber diese Abweichung ist im Bereich der normalen Signalstreuung. CoSi bewertet dieses Signal im Vergleich zu Versuch A sogar besser ($\tilde{c} = 1,03$, $P = 1,14$, $s = 0,81$).

Ferner haben Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit gezeigt, dass eine weitere Reduktion in der Fahrzeugfront, etwa Verzicht auf Fascia-Teile, nicht zielführend ist. Für die Sensing-Simulation ist es wichtig, möglichst alle Teile, die sich auf dem Lastpfad befinden oder in der Nähe der Sensorpositionen, insbesondere auch die mit schwingungsdämpfenden Eigenschaften, im Modell zu berücksichtigen. Ferner zeigen die Motoraggregate große Bewegungsamplituden durch die Krafteinleitung. Die Elastomerlager sind dafür ausreichend gut abgebildet. Ein Modell nur der Rohkarosserie, wie es zur Berechnung der Strukturintegrität eingesetzt wird, eignet sich damit aber nicht für die Sensing-Simulation.

Mit Sim 2 ist somit nachgewiesen, dass sich das weiter reduzierte FE-Modell, bei dem nun die gesamten Fahrwerkskomponenten entfernt wurden, für die Sensing-Simulation dieses Lastfalls grundsätzlich eignet. Voraussetzung ist, dass die einzuleitenden Kräfte von entsprechender Qualität sind, um die Schlaglochdurchfahrt abzubilden. Damit die Kräfte aus Adams als Lastkollektiv genutzt werden können, muss das MKS-Modell entsprechend korreliert und validiert werden. Wie sich bei der Durchführung dieser Studien zeigte, sind die Anforderungen für die Sensing-Simulation an den Validierungsgrad jedoch höher als für die Lastkollektive, die bisher für die Berechnung der Chassis-Entwicklung verwendet wurden. Dies gilt insbesondere bezüglich der Maximalpeaks der Kraft in z -Richtung. Der Vergleich der zur Verfügung stehenden Daten aus Versuch und MKS ist in Abbildung 7.6 dargestellt. Es ist zu beachten, dass die Validierung des MKS-Modells anhand der Kräfte am Radträger durchgeführt wurde. Der Kraft-Input für die FEA erfolgt allerdings an den Positionen aus Abbildung 7.4.

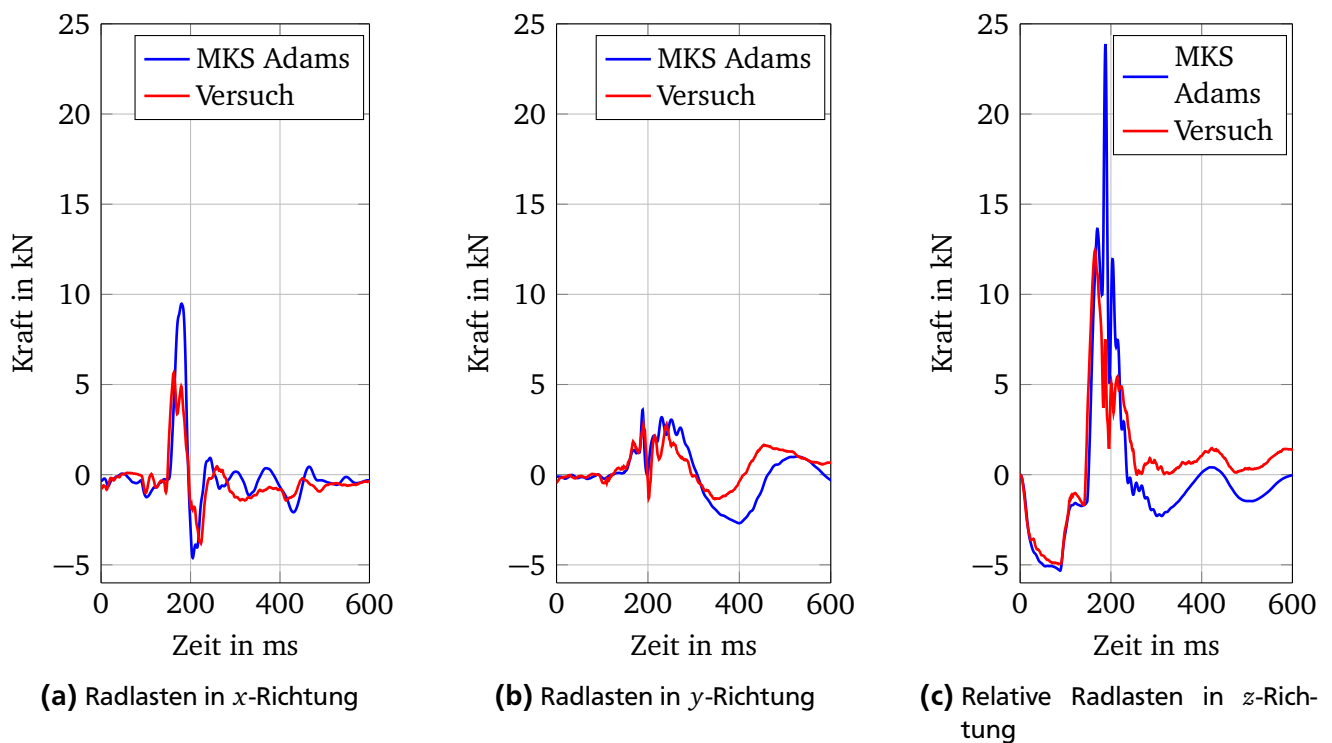


Abbildung 7.6: Radlasten des Vorderrades am Radträger im Vergleich bei der Durchfahrt von Schlagloch 1 ($40 \frac{\text{km}}{\text{h}}$) aus dem Versuch und MKS Adams

Da im Rahmen dieser Arbeit auf keine anderen Lastdaten zugegriffen werden konnte, wurde mit diesen die weitere Sensing-Simulation durchgeführt, obwohl durchaus Unterschiede in den maximalen Peaks der Kraftverläufe vorliegen. Das Adams-Modell verhält sich offensichtlich in diesem Lastfall zu steif, was sich aus der Kraftüberhöhung in x - und z -Richtung (Abb. 7.6a und 7.6c) ableiten lässt. In den obigen Schritten wurde der Nachweis erbracht, dass sich diese Art der Modellierung für die Sensing-Simulation

Tabelle 7.1: Ergebnis des Signalvergleichs am EFS durch CoSi im Lastfall „Schlaglochdurchfahrt“ (S1, 40 km/h)

	\tilde{c}	P	c	s
Versuch A vs B	1,25	1,13	1,41	0,62
A vs Sim 1	1,43	1,27	1,81	0,78
A vs Sim 2	1,03	1,14	1,17	0,81
A vs Sim 3	1,39	1,35	1,89	0,66

eignet. Im letzten Schritt wird nun untersucht, welche Korrelation der Signale mit den zu Verfügung stehenden Daten zu erreichen ist (Sim 3). Von einem pragmatischen Standpunkt ist dies eine wichtige Überprüfung, da sich im späteren Projekteinsatz eventuell ebenfalls nicht immer auf den letzten und besten Datenstand zugreifen lässt und stattdessen mit den vorhandenen Daten bereits erste Aussagen und Prognosen getroffen werden müssen. Die Ergebnisgüte von Sim 3 ($\tilde{c} = 1,44$, $P = 1,28$, $s = 0,66$) ist vergleichbar mit der aus Sim 1. Damit ist gezeigt, dass der Ansatz der Kopplung von MKS und FEM äquivalent zur alleinigen FE-Simulation ist und sich somit für die Sensing-Simulation gleichermaßen eignet.

Verwendet man die Lasten aus ADAMS/FTire-Simulationen für die verschiedenen Schlaglochkonfigurationen, so ergeben sich die in Anhang C.4 Tabelle C.5 aufgeführten Ergebnisse. Insgesamt ist auf Basis der vorhandenen Daten somit eine gute Korrelation zwischen Simulation und Versuch erreicht worden. Man erkennt aber auch, dass bei höheren Geschwindigkeiten und Schlaglöchern mit höherem Schweregrad die Ergebnisgüte tendenziell abnimmt. Eine abschließende Bewertung der Signale findet im folgenden Abschnitt auch anhand der Prüfergebnisse durch den Algorithmus-Hersteller statt.

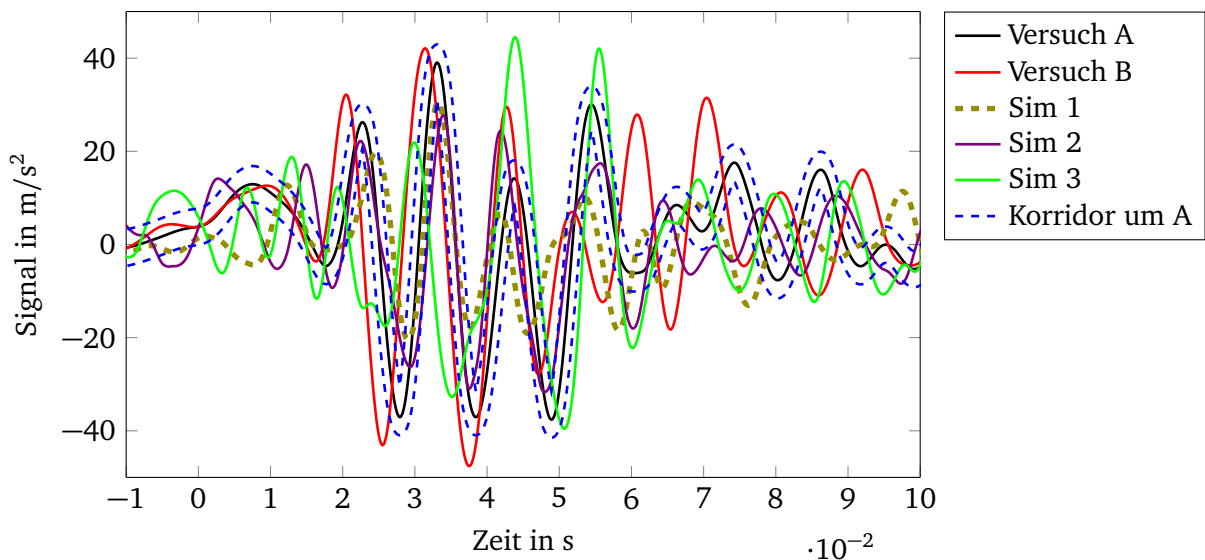


Abbildung 7.7: Beschleunigungssignale am EFS (center) im Lastfall „Schlaglochdurchfahrt“ (S1, 40 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$)

7.3 Diskussion zur Simulation der Fahrversuche

Mit den hier durchgeführten Untersuchungen wurde der Nachweis erbracht, dass sich die Koppelung von MKS und FEA zur Sensing-Simulation für die Lastfälle der Hindernisüberfahrt eignet. Die erreichte Korrelation zwischen Signalen aus Versuch und Simulation zeigen dies. Konkret wurde damit zum einen gezeigt, dass sich das hier verwendete Struktur-FE-Modell für die Sensing-Simulation mit qualitativ gutem Kraftinput eignet. Zum anderen ist auf Basis dieser Ergebnisse abzuwägen, ob sich der Aufwand rechnet, ein eigenes Reifen-Felge-Modell für die Sensing-Simulation und für diese Kategorie der Fahr-

versuche zu verwenden. Dies ist der Fall, wenn jenes Modell auch von anderen Disziplinen genutzt werden kann. Als Vorteil der FE-Modellierung ist somit anzusehen, dass ein größerer Anwendungsbereich abgedeckt werden kann. Auch lassen sich Effekte berücksichtigen, die in der hier gewählten Modellierung nicht ausreichend berücksichtigt werden. Als Beispiel dafür lassen sich Durchschläge bei Hindernisüberfahrten durch den Reifen direkt auf die Felge anführen. Dadurch kann eine Beschädigung der Felge auftreten, die in der MKS/FTire-Simulation so momentan nicht abbildbar ist. Auf Basis der Ergebnisse in [52] ist jedoch fraglich, ob dies mit dem dort vorgestellten Modell tatsächlich in deutlich höherer Qualität erreicht wird. So bleiben dort ebenfalls wesentliche Effekte unberücksichtigt. So entsteht, wie in [102] gezeigt wird, ein Unterschied in der Belastung, je nachdem, ob der Stoß durch das Hindernis radial auf eine Stelle der Felge mit Speiche trifft oder in den Zwischenraum zwischen zwei Speichen. In Zukunft gilt es weiter zu untersuchen, welche Effekte zwingend für die Sensing-Simulation zu berücksichtigen sind und was keinen Einfluss auf das Signal ausübt. So lässt sich identifizieren, was für eine worst-case-Betrachtung in der Misuse-Simulation berücksichtigt werden muss. Die in [52] für die Zukunft vorgeschlagene Kopplung von MKS und FEM ist damit auf Basis der Ergebnisse in dieser Arbeit ein gültiger Ansatz zur Simulation dieser Misuse-Lastfälle. Momentan muss bei der Anwendung von Lasten aus der MKS beachtet werden, dass insbesondere bei den schweren Schlaglöchern und bei Durchfahrten mit hoher Geschwindigkeit oben genannte Effekte nicht vollständig berücksichtigt werden und damit das entstehende Signal unterschätzt werden kann. Nach momentanem Stand kann für eine frühe Betrachtung, hinsichtlich einer Beurteilung, wie kritisch die entstehenden Signale sind, die hier vorgestellte Methode als ausreichend gelten.

Ferner lassen sich in der MKS weitere Fortschritte hinsichtlich der Abbildbarkeit solcher Effekte erwarten. So gilt es in Zukunft zu prüfen, ob eine Verwendung des Reifenmodells RMOD-K7 [110, 111] anstelle des FTire-Modells für weitere Verbesserung sorgen kann. Da dieses Modell insbesondere auch zur Anwendung für solche Misuse-Lastfälle entwickelt wird, kann erwartet werden, damit eine höhere Ergebnisgüte der entstehenden Lasten in der MKS zu erreichen, was sich wiederum positiv auf die Ergebnisse der Sensing-Simulation auswirkt.

Die abschließende Untersuchung des Algorithmus-Herstellers bestätigt die bereits jetzt erreichte Qualität der simulierten Signale und ihre Übereinstimmung mit den Ergebnissen aus dem Versuch. Wie man in Abbildung 7.8 sieht, sind die Daten allesamt am oberen Ende der Bewertungsskala und somit unkritisch für eine ungewollte Auslösung der Rückhaltesysteme. Bei der 50 km/h-Durchfahrt von Schlagloch 3 zeigen die Versuchsdaten einen etwas niedrigeren Robustheitsgrad als die Simulationssignale und damit eine höhere Gefahr einer Fehläuslösung. Dies ist angesichts der geschilderten Einschränkungen nachvollziehbar. So ist davon auszugehen, dass hier das Durchschlagen der Kante durch den Reifen auf die Felge unzureichend abgebildet wurde und dieser fehlende Krafteintrag in der Simulation letztlich in einem etwas niedrigeren Signal resultiert. Aber angesichts der großen Sicherheitsreserven ist dieses Ergebnis noch völlig ausreichend aus Sicht der Überprüfung gegen ungewollte Auslösungen.

Mit dem hier vorgestellten Ansatz ist es außerdem möglich, das Simulationsmodell schnell und einfach für andere Lastfälle dieser Kategorie zu verwenden (Variationen der Schlaglochgeometrien, Balken- sowie Bordstein- und Schwellenüberfahrten). Es muss lediglich der Kraft-Input entsprechend ausgetauscht werden. Natürlich muss die Simulation der entsprechenden Lastfälle im Vorfeld in der MKS-Umgebung durchgeführt werden. Dies ist allerdings mit deutlich weniger Modellierungs- und Rechenaufwand verbunden als bei einer FE-Simulation. Dass entsprechende Simulationen in der MKS durchgeführt werden können, zeigt z. B. [112]. Ferner ließen sich noch weitere Abschätzungen der Robustheit durch Skalierung der eingebrachten Kraftverläufe durchführen.

Damit bietet dieser Ansatz die Möglichkeit Synergien in der Simulation zur Entwicklung des Fahrwerks, des Chassis und der Crash-Sensorik zu nutzen. Diese Disziplinen können auf die Daten aus denselben Mehrkörpersimulationen zurückgreifen. Somit lassen sich diesbezüglich Einsparungen in der Simulations- aber auch in der Versuchsdurchführung für Validierungsversuche realisieren. Die gezeigte Kopplung zwischen MKS und FEA hilft nicht nur die Modellkomplexität in der Sensing-Simulation zu reduzieren, was wiederum hilft, Aufwand in der Modellierung zu sparen, sondern auch die benötigte

Rechenzeit zu reduzieren. Durch den Verzicht auf sich bewegende Teile genügt es, nur das Intervall aus dem Kraft-Zeit-Verlauf zu verwenden, welches das höchste Signal erzeugt. Die Ergebnislösung ist für die Sensing-Entwicklung ausreichend und durchaus vergleichbar mit den Ergebnissen einer FE-Vollfahrzeugsimulation.

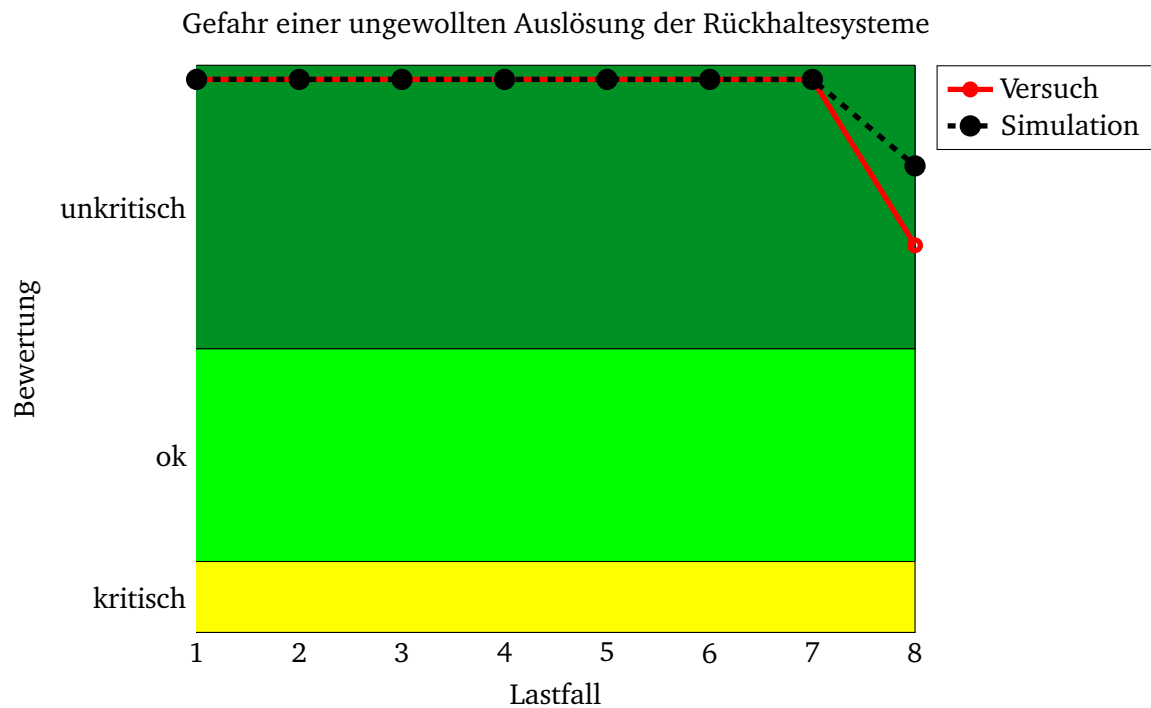


Abbildung 7.8: Vergleich der Signale aus den Fahrversuchen und Bewertung bezüglich ihrer Sicherheit gegenüber ungewollter Auslösung

8 Zusammenfassung und Ausblick

Zum Abschluss der Arbeit werden in diesem Kapitel die wesentlichen Erkenntnisse zusammengefasst und ein Ausblick für zukünftige Entwicklungsmöglichkeiten gegeben.

8.1 Zusammenfassung

In der Ausgangslage zu Beginn dieser Arbeit herrschte eine große Abhängigkeit von Versuchen zur Generierung von Signalen, die für die Überprüfung des Auslöse-Algorithmus der Rückhaltesysteme in Misuse-Lastfällen benötigt werden. Dies kann problematisch sein, da diese Versuche erst spät im Entwicklungszyklus durchgeführt werden können. Während für die Signalgenerierung in Crash-Lastfällen bereits auf FE-Simulationen zurückgegriffen werden kann, existierte diese Möglichkeit für die Misuse-Lastfälle nicht. Dies birgt das Risiko, erst spät in der Entwicklung, wenn Prototypen und später Validierungsfahrzeuge verfügbar sind, solche Signale zur Verfügung zu haben.

In den vorstehenden Kapiteln wurde aufgezeigt, wie sich ein Standard-FE-Crash-Modell auch für die Simulation von Misuse-Ereignissen zur Crash-Sensingsystementwicklung nutzen lässt. Die Anforderungen an ein FE-Modell aus Sicht der Sensing-Simulation erfordern Anpassungen des FE-Modells aufgrund der Tatsache, dass deutlich weniger Energie in das Modell eingebracht wird, als in einem üblichen Crash-Lastfall. Deshalb gilt es die Modellqualität zu erhöhen, um Rauschen im simulierten Signal zu vermeiden. Die weiteren Herausforderungen für die Umsetzung der Misuse-Lastfälle in CAE sind darüber hinaus, die abzubildenden physikalischen Effekte zu identifizieren, zu beurteilen welche davon für die Sensing-Simulation relevant sind und welche Anforderungen daraus an den Detaillierungsgrad des Modells resultieren. Letztlich erschwert die Ereignisdauer mancher Misuse-Lastfälle die Simulation, da dies entsprechend lange Rechenzeit verlangen würde.

Basierend auf der Analyse des vorhandenen FE-Crash-Modells, den Anforderungen der Sensing-Simulation allgemein und für die Misuse-Simulation im Besonderen, wurden im wesentlichen drei verschiedene Maßnahmen erarbeitet, mittels derer die Einsetzbarkeit und Ergebnisgüte des FE-Modells erreicht wurde.

Als erstes gilt es, allgemeine Modellverbesserungen des FE-Crash-Modells für die Verwendung zur Sensing-Simulation durchzuführen. Im Optimalfall sollten diese bereits bei Modellerstellung und -aufbau beachtet werden. Damit ließe sich zusätzlicher Aufwand durch spätere Korrekturen beträchtlich reduzieren. Dies beinhaltet, das Modell hinsichtlich geometrischer Modellierungsaspekte zu analysieren. Bauteildurchdringungen gilt es zu vermeiden. Die Massenverteilung und insbesondere das Einbringen von Ersatzmassen sollte nur an den Positionen im Fahrzeug erfolgen, wo auch physikalisch Masse vorhanden ist und nicht einfach willkürlich verteilt werden, um eine Übereinstimmung der Gesamtmasse zu erzielen. Der Vorteil bei der Beachtung dieser Aspekte bereits während des Modellaufbaus ist, dass alle Simulations-Disziplinen, die auf diese Modell-Basis zugreifen, dann von der höheren Qualität profitieren.

Ferner gilt es die mathematische Modellierung zu überprüfen. Je nach Anwendungsgebiet und Zielsetzung der Simulation existieren hier Unterschiede zwischen den verschiedenen Disziplinen (Crash, Sensing, Durability etc.), so dass dies in der Regel speziell für die Sensing-Simulationsmodelle durchzuführen ist. Konkret ist folgendes zu berücksichtigen. Beim Aufbringen von Vorspannungen in Schraubenverbindungen ist darauf zu achten, dass im Modell keine Abstände zwischen den Verbindungspartnern vorliegen. Durch die Spannungsaufprägung innerhalb der ersten Zeitschritte der Simulation kommt es zu einer Kontraktion im Schraubenschaft, die zu einem schlagartigen Schließen jener Abstände und einer entsprechenden Deformation der beteiligten Bauteile führt. Durch diese Quasi-Schläge auf die Fahrzeugstruktur wird somit ein Rauschen im Signal erzeugt, das die Ergebnisse verfälscht. Ist dies durch geometrische Korrekturen nicht zu beheben, ist zu prüfen, ob auf die Vorspannung gänzlich verzichtet werden kann und entsprechend die Einbringung durch *INITIAL_STRESS zu entfernen. Alternativ können auch nach Aufbringen der Vorspannung für einige Zeitschritte durch Verwendung von *GLOBAL_DAMPING die eingebrachten Schwingungen reduziert werden und erst nach ihrem Abklingen mit der Lastfall-Simulation begonnen werden. Ferner gilt es, starre Verbindungen (*CONSTRAINED_JOINT,

*CONSTRAINED_EXTRA_NODES, *CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY) auf dem Lastpfad nach Möglichkeit zu meiden, da dadurch dämpfende Eigenschaften unzulässig vernachlässigt werden. In der Regel resultieren daraus zu hohen Signale. Daraus, dass hier in der Regel die Signale aus der Simulation größer waren als die im Versuch, lässt sich schließen, dass gewisse dämpfende Einflüsse im Modell noch nicht berücksichtigt sind. Angesichts nicht modellierter Verkleidungsteile, Teppiche, Kabelstränge u. ä. lässt sich dies nachvollziehen. Das zusätzliche Einbringen von einer geringen Dämpfung (z. B. 0.02 in *GLOBAL_DAMPING) über den gesamten Simulationszeitraum kann sich darüber hinaus durchaus empfehlen.

Die zweite Maßnahme, um die nötige Ergebnisgüte in der Sensing-Simulation zu erreichen, ist die Erhöhung des Detaillierungsgrades. Bauteile, die in anderen Disziplinen vernachlässigbar sind, sind in ihrer Bedeutung für das Signal im Misuse-Lastfall mitzuberocksichtigen. Sind solche Bauteile und Komponenten identifiziert, wird durch deren Abbildung die Korrelation zwischen Simulation und Versuch in der Regel deutlich verbessert. Dies geht mit der Notwendigkeit einher, gegebenenfalls Materialcharakterisierungs- und Komponentenvvalidierungsversuche durchführen zu müssen. Allerdings gibt es auch Fälle, in denen ein höherer Detaillierungsgrad nicht in gleicher Weise für eine Steigerung der Vorhersagegüte und Verbesserung der Korrelation sorgt, wie die Ergebnisse in Abschnitt 5.1 und 5.2 zeigen. Das heißt, der Einfluss jener Komponente auf das Sensing-Signal ist geringer als erwartet. Dort gilt es abzuwägen, ob sich der höhere Modellierungsaufwand dafür lohnt, was aus jetziger Sicht verneint wird.

Die dritte Maßnahme ist der Ansatz, nicht die Detaillierung im FE-Modell zu erhöhen, sondern die Komplexität des FE-Modells zu reduzieren und stattdessen eine Kopplung mit MKS vorzunehmen. Somit eignet sich dies auch als Alternative zur zweiten Maßnahme. Die Verwendung von reduzierten FE-Modellen zur Sensing-Simulation ist, wie in Kapitel 7 gezeigt wurde, zulässig. Es muss allerdings beachtet werden, dass der Bereich auf dem Lastpfad, unter Beachtung der zweiten Maßnahme, ausreichend detailliert abgebildet wird und das Strukturverhalten im Bereich der relevanten Sensorposition nicht durch die Verwendung eines reduzierten Modells verändert wird. Ist dies gegeben, lassen sich die Vorteile einer Kopplung nutzen. Diese bestehen darin, dass sich der Modellierungsaufwand reduziert und die Ergebnisgüte sogar verbessern kann. Komponenten, die sich besser in der MKS simulieren lassen, können mit weniger Aufwand und besseren Ergebnissen dort simuliert werden und geeignete Eingangsgrößen und Randbedingungen für die FE-Simulation generiert werden. Mit deren Verwendung lassen sich Signale in guter Übereinstimmung mit dem Versuch erzeugen. Somit ist dies der präferierte Ansatz für Lastfälle, deren Simulationsdauer schon einen alleinigen FE-Einsatz fraglich erscheinen lassen und falls sich relevante physikalische Effekte nicht in beiden Disziplinen gleich gut abbilden lassen. Durch das Entfernen von Komponenten im FE-Modell sinkt dessen Komplexität und die Menge des Inhalts. Das erleichtert die Handhabung und die Rechenzeit reduziert sich. Insbesondere der Verzicht auf komplizierte Kinematik, wie hier beim Fahrwerk demonstriert, ermöglicht einen flexiblen Modelleinsatz. So muss nicht zwingend das gesamte Ereignis simuliert werden, was ansonsten für die korrekte Position der Fahrwerkskomponenten nötig ist, sondern nur der für Sensing relevante Zeitbereich, in dem das höchste Signal auftritt.

Bei den Ergebnissen in dieser Arbeit gilt es zu beachten, dass der Anwendungsfokus allein auf der Simulation der Sensorsignale liegt. Aussagen und Beurteilungen hinsichtlich Bauteilbeanspruchung, Schädigungsvorhersagen u. ä. werden nicht getroffen und waren nicht Zielsetzung bei der Entwicklung der Simulationmethoden. Damit eignen sich die Modelle nicht per se für die Simulation anderer Lastfälle und für andere Fragestellung als die Sensing-Entwicklung. Hier gilt es zu prüfen, ob die oben genannten Maßnahmen für andere Zielsetzung gültig und anwendbar sind. Der Gedanke „ein Modell für Alles“ nutzen zu können, erscheint vom Aufwand her nach momentanem Stand unwirtschaftlich, gegenüber der Alternative, eine gemeinsame Basis bestmöglich auf den Anwendungsfall zu adaptieren.

Die Bewertung der Korrelationsgüte wurde anhand der neu entwickelten Metrik CoSi (Correlation of Signals) durchgeführt. Diese wurde eigens auf Basis der besonderen Anforderungen für die Misuse-Sensing-Simulation entwickelt. Darüber hinaus ist CoSi allerdings auch allgemein anwendbar, wenn Kurven, mit vergleichbarer Charakteristik wie der hier verwendeten, objektiv zu vergleichen sind. CoSi

bietet gegenüber den anderen hier verglichenen Metriken aus der Literatur den Vorteil, die Signale automatisch für den Vergleich übereinander zu legen. Die Bewertung der Übereinstimmung erfolgt in Relation der Kurven zueinander und in Relation zu einem selbstgewählten und frei definierbaren Korridor. Dadurch lassen sich Varianzen, Unsicherheiten und Fehlerabschätzungen in den Simulations- und Versuchsergebnissen berücksichtigen. Auf Basis dessen ist eine eindeutige und absolute Ergebnisinterpretation der CoSi-Werte einfach möglich. Die Verwendung einer Validierungsmetrik bietet allgemein den Vorteil, dass der Vergleich der Simulations- und Versuchsergebnisse objektiv vorgenommen wird und somit auch die Bewertung der Vorhersagegüte anhand eindeutiger Kriterien erfolgt und nicht subjektiv nach persönlicher Einschätzung des Betrachters. Durch die Anwendung von CoSi ließ sich zeigen, dass die hier entwickelten Simulationsmethoden die gemessenen Signale aus dem Versuch ausreichend gut abbilden, um die Sensing-Systementwicklung unterstützen zu können.

Die Qualität der simulierten Signale in ihrer Nutzbarkeit, speziell für die Algorithmus-Entwicklung, wurde final auch vom Hersteller des Algorithmus beurteilt. Demnach ließ sich bestätigen, dass zwischen den Signalen aus Versuch und Simulation sehr hohe Ähnlichkeit erzielt wurde. Dies äußert sich konkret darin, dass die Signale vergleichbare Robustheit und Sicherheiten aufweisen, bevor sie die nötige Intensität hätten und Auslöseschwellen erreicht würden. Untersuchungen des Algorithmus-Herstellers bestätigten damit, was bereits durch CoSi bewertet wurde. Folglich kann auch davon ausgegangen werden, dass sich die neuen Sensing-Simulationen auch im Projekteinsatz und zur Algorithmus-Entwicklung entsprechend nutzen lassen.

8.2 Ausblick

Eine Herausforderung in dieser Arbeit war, auf bereits durchgeführten Versuchen und deren Messergebnissen aufzubauen. Somit ließ sich nicht immer im Detail nachvollziehen, wie manche Messergebnisse zustande kamen, welche Historie das Versuchsfahrzeug hinter sich hatte, welche Modifikationen daran vorgenommen und welche Reparaturen bereits durchgeführt wurden und dadurch Bauteileigenschaften und -verhalten beeinflussen. Bei der Korrelation und der Bewertung ist es wichtig, diese Ungewissheiten zu berücksichtigen. Für zukünftige Arbeiten empfiehlt es sich deshalb, die Anwendbarkeit der hier vorgestellten Simulationsmethoden in direkter Begleitung der Versuchsdurchführung zu prüfen. Wie in Abschnitt 3.1 dargelegt, ist der konstante Abgleich und die ständige Kommunikation zwischen Versuch und Simulation ein ganz wesentlicher Bestandteil, um die Modelle zu validieren und prädiktiv einsetzbare Simulationen zu erhalten. Bei dem zukünftigem Einsatz der Methoden im direkten Projektalltag ist zu erwarten, noch weitere Aspekte identifizieren zu können, die das Sensing-Signal beeinflussen und anhand derer die Vorhersagegüte der Simulation noch weiter gesteigert werden kann.

Der Bedarf für weitere Arbeiten besteht auch hinsichtlich der Weiterentwicklungen und Etablierung von Validierungsmetriken. In dieser Arbeit wurde aufgezeigt, dass ein solcher Bedarf in der Literatur deutlich formuliert wird. Die gängige Praxis, CAE-Modelle auf Basis subjektiver und visueller Ergebnisvergleiche zu validieren, wird verschiedentlich kritisiert. Bislang konnte sich allerdings noch keine Metrik in der Anwendung etablieren. Dies ist ein Hinweis darauf, dass die Funktionen der Metriken die Anforderungen der Anwender bisher nicht befriedigen, sowie Komplexität und Aufwand von der Nutzung abschrecken. Im Bereich des Anwendungsfelds der passiven Sicherheit gibt es Bestrebungen, Standards zur Nutzung zu etablieren, siehe [83].

Auf Basis der Anforderungen, die aus der Crash-Sensing-Simulation an eine solche Metrik formuliert wurden, liefert die vorgestellte Methodik in CoSi (Correlation of Signals) einen Beitrag, um die Nutzung von Validierungsmetriken weiter zu fördern. Eine naheliegende zukünftige Aufgabe ist die kompakte und performante Implementierung von CoSi zu realisieren. Dadurch ließe sich die Methodik in weiteren Anwendungsfällen, abseits der Sensing-Simulation, erproben und so gegebenenfalls neue Entwicklungsmöglichkeiten identifizieren. Dazu ist sicherlich die Berücksichtigung weiterer Kurvencharakteristika zu nennen, wie z. B. Hysterese. Die Analyse der verschiedenen Metriken und eine Kombination derer Funktion und Eigenschaften bietet weitere Anknüpfungspunkte für zukünftige Arbeiten. Auf Basis der bisherigen Entwicklung in der Literatur ist allerdings zu erwarten, dass sich verschiedene Metri-

ken für spezielle Anwendungsgebiete und deren jeweilige Problemstellung etablieren werden, jedoch keine universelle Metrik über mehrere Gebiete hinweg. Abschließend ist der Aussage in [68] zu folgen, wonach sicherlich noch großer Forschungsbedarf bezüglich der Entwicklung von Validierungsmetriken besteht, jedoch ein noch größerer Bedarf herrscht, Anwender zu ermuntern, existierende Metriken auch einzusetzen.

Zur weiteren Verbesserung der Ergebnisgüte der Misuse-Simulationen sollte es eine zukünftige Hauptaufgabe sein, die Materialien der hier identifizierten Bauteile mit Einfluss auf das Sensing-Signal zu charakterisieren und die benötigten Materialmodelle zu entwickeln. Auch die Durchführung von Komponenten- und Baugruppenversuchen bietet sich an, um zu validierten Modellen zu gelangen. Durch genauere Kenntnisse der Bauteileigenschaften und Materialcharakteristika ist eine weitere deutliche Steigerung der Modellqualität und damit der Ergebnisgüte zu erwarten. Besondere Priorität sollte dabei auf den Elastomerlagern liegen, siehe Abschnitt 6.2.3. Diese wurden verschiedentlich, auch in anderen Arbeiten [52, 99, 102], als wesentliche Komponente zur korrekten Beschreibung des Fahrzeugverhaltens identifiziert. Somit ist es geboten, deren Verhalten auch dynamisch und im Bereich außerhalb des gewöhnlichen Anwendungsbereichs zu bestimmen. Von dieser Charakterisierung würde nicht nur die Sensing-Misuse-Simulation profitieren, sondern auch die Crash-Modellierung und andere Lastfälle, wie z. B. Fahrzeugüberschlag.

Insbesondere für die Niedrig-Energie-Stöße auf die Fahrzeugseite, abgebildet durch verschiedene Pendelschläge, wurden die eingesetzten Dämm- und Isolationsschäume als Bauteile mit wesentlichem Einfluss auf das Signal identifiziert. Dabei wurde hier ein empirisches Modell so kalibriert, dass gute Korrelation erreicht wurde. Dieses Vorgehen ist für eine erste Identifikation des Einflusses ausreichend. Jedoch kann damit kein Anspruch erhoben werden, mit diesen empirischen Daten prädiktiv rechnen zu können oder allenfalls für die dafür gewählte Lastfallkonfiguration. Um hier die Modellqualität und die Ergebnisgüte zu verbessern, ist für diese Schäume eine Materialcharakterisierung nötig.

Für die Kopplung der FEA mit der MKS bietet es sich an, die Realisierung weiterer Lastfälle zu untersuchen. Dies können insbesondere jene aus der Kategorie der Fahrversuche sein, bei denen die reine Ereignisdauer einen sinnvollen Einsatz einer expliziten FE-Simulation nicht mehr zulässt. Mit der MKS könnten die Randbedingungen für die Simulation bis zum für Sensing kritischen Punkt berechnet werden, um anschließend Kräfte oder Bewegungsgrößen auf das FE-Modell aufzuprägen. Dies könnte zum Beispiel zunächst beim Lastfall der Rampenüberfahrt erprobt werden. Dort ist der kritische Moment das Auftreffen des Fahrzeugs nach der Flugphase auf die Fahrbahn. In der MKS ließen sich die Position und die kinematischen Größen des Fahrzeugs berechnen und die Kräfte, die von der Radaufhängung auf die Struktur wirken. Auf Basis der Erkenntnisse aus Kapitel 7 kann erwartet werden, dass sich auch ein solcher Lastfall mit diesem Ansatz erfolgreich simulieren lässt. Ferner ist in Zukunft auch innerhalb der MKS zu prüfen, ob sich durch Einsatz anderer Modellierungstechniken die Anwendungsgrenzen im Misuse-Bereich erweitern lassen. Ein Ansatzpunkt kann die Verwendung des Reifenmodells RMOD-K7 [110] bieten. Darüber hinaus bietet sich damit die Möglichkeit, die Simulation auf weitere Lastfälle aus dem Bereich der Hindernisüberfahrten und der Fahrbahnoberflächen auszuweiten.

Durch solche weiteren Maßnahmen zur Verbesserung der Simulationsmodelle ist zu prüfen, ob sich die Simulierbarkeit der Signale auch in höheren Frequenzbereichen fortsetzt. Bislang wurde im Bereich bis 120 Hz die Korrelationen durchgeführt. Diese Grenzfrequenz orientiert sich an den Eingangskriterien des Algorithmus im SDM zur Verarbeitung der Signale. Des Weiteren setzt auch die Verwendung von MKS-Modellen diesbezüglich Grenzen, die es zu beachten gilt. Mit Signalen in diesem Frequenzbereich befindet man sich bereits an der Grenze des Anwendungsbereichs, der typischerweise in der MKS abgebildet wird.

Ein weiterer Schritt im Kontext der Misuse-Simulation ist die Untersuchung der Simulationsmethoden bei der Verwendung von anderen Sensortypen, insbesondere Drucksensoren. Vor allem die Laborversuche sind dafür zu betrachten. Zu untersuchen ist, ob sich die Ergebnisgüte durch die vorgestellten Modellierungsmethoden gleichermaßen einstellt, oder ob sich durch die Drucksensoren andere Erfordernisse zur Modellmodifikation ergeben.

Letztlich bestehen große Entwicklungsmöglichkeiten hinsichtlich der Sensorintegration. Heutzutage besteht nicht mehr die Notwendigkeit, sich zur Erkennung von Unfällen, die die Auslösung der Rückhaltesysteme erfordern, allein auf die Auswertung von Beschleunigungssignalen verlassen zu müssen. Durch die bereits im Kontext der aktiven Sicherheit und Fahrassistenzsysteme genutzte Sensorik, wie z. B. Kameras, Radar und Ultraschall, liegen weitere wertvolle Informationen zum momentanen Status des Fahrzeugs vor, die sich auch zur Erkennung und Klassifizierung von Unfällen nutzen ließen. Damit wäre es möglich, Schutzmaßnahmen für den Insassen noch weiter und zielgerichteter verbessern und einsetzen zu können. Das Ziel einer Minimierung von Unfallopfern würde durch die „Kommunikation“ zwischen der Sensorik der passiven und aktiven Sicherheit deutlich näher rücken.

Literatur

- [1] KRAMER, Florian: *Passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen: Biomechanik – Simulation – Sicherheit im Entwicklungsprozess*. Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2006
- [2] EUROPEAN COMMISSION: *White Paper on transport – Roadmap to a single European transport area – Towards a competitive and resource-efficient transport system*. Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2011
- [3] PRZYBILLA, Steve: Gegen die Wand. In: *Süddeutsche Zeitung* Nr. 80, 5./6. April (2014), S. V2/12
- [4] VDI WISSENSFORUM GMBH: *VDI Themenradar Automobil: Fahrerassistenzsysteme*. Pressemitteilung, 18.06. 2014
- [5] SCHÖNEBURG, Rodolfo: With autonomous driving on the horizon – will dummies disappear? In: *crash.tech*, 8. - 9. April, München, 2014
- [6] SIVAK, Michael ; SCHOETTLE, Brandon: Road Safety With Self-Driving Vehicles: General Limitations and Road Sharing with Conventional Vehicles / University of Michigan Transportation Research Institute. 2015. – Forschungsbericht
- [7] KIEFER, Thomas: *Modellbildung Mechatronischer Systeme*. Ringvorlesung an der Hochschule Darmstadt, 2008
- [8] ISERMANN, Rolf: *Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2006
- [9] CARHS.TRAINING GMBH: *Safety Companion 2015*. 2014
- [10] BRANDMEIER, Thomas: CISS.S Seitencrash-Erkennung mit Körperschall / Hochschule für angewandte Wissenschaften Ingolstadt. 2012 (AZ-861-09). – Abschlussbericht
- [11] ERTLMEIER, Rudolf ; SPANNAUS, Paul: Expanding design process of the Airbag Control Unit ACU - Connection of Active and Passive Safety by using vehicles dynamics for rollover and side crash detection. In: *International Workshop on Intelligent Solutions in Embedded Systems*, 2008, S. 1–9
- [12] REIF, Konrad: *Automobilelektronik: Eine Einführung für Ingenieure*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2009
- [13] KLANNER, Wilfried ; AMBOS, Ralf ; PAULUS, Hubert ; HUMMEL, Thomas ; LANGWIEDER, Klaus ; KÖSTER, Hans-Jürgen ; REFERAT ÖFFENTLICHKEITSARBEIT (Hrsg.): *Unfallverletzungen in Fahrzeugen mit Airbag*. Bd. Fahrzeugtechnik Heft F 53. Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen, 2004
- [14] LANGWIEDER, Klaus ; HUMMEL, Thomas: Verletzungen von airbaggeschützten Insassen und Unfallcharakteristika. In: *9. Jahrestagung des Europäischen Vereins für Unfallforschung und Unfallanalyse e.V.*, Berlin, 14.-16. September, 2000
- [15] VIEWEG, Christof: Nichts als heiße Luft? In: *Süddeutsche Zeitung* Nr. 80, 5./6. April (2014), S. V2/11
- [16] JANOVICZ, Michael ; WINKELBAUER, David: Airbag sensor system evaluation methods / SAE Technical Paper. 1998 (982357). – Forschungsbericht
- [17] BUNDESGERICHTSHOF: *Zur Haftung eines Fahrzeugherstellers für die Fehlauslösung von Airbags*. Aktenzeichen: VI ZR 107/08, Urteil vom 16. Juni 2009
- [18] STIFTUNG WARENTTEST: *Hersteller in der Pflicht - BGH zur Haftung für Airbag-Fehler*. 14. Juli 2009

-
- [19] MEYWERK, Martin: *CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007
- [20] LIN, Chin-Hsu ; NEAL, Mark O. ; WANG, JT: A case study of FEA-based crash sensing system calibration. In: *International Journal of Vehicle Design* 29 (2002), Nr. 3, S. 269–287
- [21] LIN, Chin-Hsu ; JERINSKY, Matthew: Pressure Sensor Simulation Capability for Side Impact Sensing Calibration / SAE Technical Paper 2011-01-0105. 2011. – Forschungsbericht
- [22] BÖTTCHER, Curd-Sigmund ; FRIK, Steffen ; GOSOLITS, Bernd: 20 Years of Crash Simulation at Opel - Experiences for Future Challenge. In: *4. LS-DYNA-Anwenderforum, Bamberg, 2005*
- [23] BELYTSCHKO, Ted: On Computational Methods for Crashworthiness. In: *SAE Technical Paper*, SAE International, 04 1988
- [24] ZAOUK, Abdullatif K. ; BEDEWI, Nabih E. ; KAN, Cing-Dao ; MARZOUGUI, Dhafer: Validation of a non-linear finite element vehicle model using multiple impact data. In: *ASME APPLIED MECHANICS DIVISION-PUBLICATIONS-AMD* 218 (1996), S. 91–106
- [25] FOKIN, Dmitri ; LOKHANDE, Nitin ; FREDRIKSSON, Lars: On Airbag Simulation in LS-DYNA with the use of the Arbitrary Lagrangian-Eulerian Method. In: *4th European LS-DYNA Users Conference, Ulm, 2003*
- [26] HIRTH, A. ; HAUF, A. ; OLOVSSON, L.: Airbag Simulation with LS-DYNA - Past - Present - Future. In: *6. LS-DYNA Anwenderforum, Frankenthal, 2007*
- [27] LEE, Jeong K. ; HA, Won P. ; LEE, Jae H. ; CHAE, Duk B. ; KIM, Jae H.: Validation Methodology on Airbag Deployment Process of Driver Side Airbag. In: *21st International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Stuttgart, 2009*
- [28] KANT, R. ; MALAK, A. ; RASCIO, J. ; ZHU, F.: Developments in LS-DYNA Dummy Models. In: *9. LS-DYNA Forum, Bamberg, 2010*
- [29] STAHLSCHEIDT, Sebastian ; GROMER, Alexander ; D'SOUZA, Reuben ; FRANZ, Ulrich: Update in Dummy Model Enhancements and Effective Pre-processing. In: *13th International LS-DYNA Users Conference, 2014*
- [30] LAKSHMINARAYANA, Apoorva: Latest Development of LS-DYNA Test Dummy Models. In: *LS-DYNA Forum, Bamberg, 2014*
- [31] VADLAMUDI, Srinath: Challenges and Development in Child Safety CAE. In: *13. LS-DYNA Forum, Bamberg, 2014*
- [32] SILVESTRI, C ; HEATH, D ; RUPAREL, T ; RAY, MH: Validation of a biofidelic LS-DYNA model and comparison vs. a traditional ATD finite element model for assessing knee-thigh-hip injuries. In: *International journal of vehicle safety* 5 (2010), Nr. 1, S. 21–34
- [33] FUCHS, Therese ; PELDSCHUS, Steffen: THUMS User Community. In: *crash.tech, München, 2014*
- [34] MEIJER, Riske ; BROOS, Jeroen ; ELROFAI, Hala ; HASSEL, Edwin van ; KIETLINSKI, Kajetan: Latest development and applications of the MADYMO active human model. In: *crash.tech, München, 2014*
- [35] FERENCZI, Isabella ; KERSCHER, Stefan ; MÖLLER, Frank: Energy dissipation and structural integrity in frontal impact. In: *crash.tech, München, 2014*
- [36] RIEMENSPERGER, Daniel ; DU BOIS, Paul: Increasing rupture predictability for aluminium. In: *13. LS-DYNA Forum, Bamberg, 2014*

-
- [37] ANDRADE, Filipe ; FEUCHT, Markus ; HAUFE, Andre: On the prediction of material failure in LS-DYNA: A comparison between GISSMO and DIEM. In: *13. LS-DYNA Forum*, 2014
- [38] DU BOIS, Paul ; HAIGHT, Sean ; WANG, Leyu ; KAN, Steve ; EMMERLING, Bill ; CARNEY, Kelly ; PEREIRA, Mike ; GILAT, Amos ; SEIDT, Jeremy: Numerical Simulation of Dynamic Failure: ballistic tests on Titanium-6AL-4V. In: *13. LS-DYNA Forum, Bamberg*, 2014
- [39] KOPP, G. ; BRÜCKMANN, S. ; KRIESCHER, M. ; RUFF, M. ; FRIEDRICH, H.E.: Next generation car - Lightweight design through function integration in vehicle structures. In: *15th Stuttgart International Symposium Automotive and Engine Technology - Volume 2*, 2015
- [40] KIEFER, Thomas ; ERB, Peter ; GOSOLITS, Bernd ; VISINESCU, Radu: Simulation of airbag sensing signals using finite element method. In: *3. LS-DYNA Anwenderforum, Bamberg*, 2004
- [41] CHOU, C.C. ; CHEN, P. ; LE, J. ; TAMINI, Nasser: A Benchmark Study of CAE Sensor Modeling Using LS-DYNA. In: *8th International LS-DYNA Users Conference, Detroit*, 2004
- [42] PIPKORN, Bengt: Crash sensing and algorithm development for frontal airbag systems using CAE methods and mechanical tests / SAE Technical Paper. 2004 (2004-01-1633). – Forschungsbericht
- [43] PANG, Hyunsok ; PADIYAR, Prabhakar ; PATEL, Dhirenkumar: Improvement of Frontal Crash Sensor Calibration Through MADYMO Simulations. In: *Proceedings: International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles Bd. 2005 National Highway Traffic Safety Administration*, 2005
- [44] LE, Jerry J. ; CHOU, Clifford C. ; CHEN, Ping: Study of CAE crash signatures for airbag sensor calibration. In: *International journal of vehicle safety* 2 (2007), Nr. 1, S. 20–43
- [45] FASSHAUER, Gregory E.: Approximate moving least-squares approximation: A fast and accurate multivariate approximation method. In: *Curve and surface fitting: Saint-Malo* (2002), S. 139–148
- [46] LIN, Chin-Hsu: Modeling and simulation of van for side impact sensing tests. In: *20th Enhanced Safety Vehicles Conference, Lyon, France, June 18-22, 2007*
- [47] LIN, Chin-Hsu ; ERB, Peter ; KIEFER, Thomas ; FRIK, Steffen: Development of Simulation Based Side Airbag Algorithm. In: *7. LS-DYNA Anwenderforum, Bamberg*, 2008
- [48] LIM, Jang-Mook ; PARK, Hyung-Wook ; HONG, Seok-Ho ; KIM, Bum-jin ; PARK, Kwan-Hum: The application of CAE in the development of airbag restraint system performance for a certain vehicle. In: *Threshold* 1501 (2007)
- [49] LUEGMAIR, Marinus ; OESTREICHER, Lucas: Structure-born sound transmission as an important influence on crash detection. In: *ATZ worldwide* 110 (2008), Nr. 2, S. 38–41
- [50] SCHERRMANN, Patrick ; KOHLHUBER, Markus ; BRANDMEIER, Thomas: Auswertung aktiv erzeugter Körperschallsignale im Fahrzeug / Institut für Angewandte Forschung, Hochschule Ingolstadt. 2011. – Forschungsbericht
- [51] LUEGMAIR, Marinus: *Erweiterung der Transmission-Line-Method auf die Biegewelle zur Simulation von Crashsensordaten*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik, Diss., 2011
- [52] ENGELMANN, Stefan: *Simulation von fahrwerkdominierten Misuse-Lastfällen zur Unterstützung der virtuellen Crashsensorik*, Helmut-Schmidt-Universität / Universität der Bundeswehr Hamburg, Fakultät für Maschinenbau, Diss., 2013
- [53] MARKERT, Richard: *Schwingungsmeßtechnik - Skript zur Vorlesung*. Technische Universität Darmstadt Fachbereich Mechanik, 2005
-

-
- [54] MEYER, Martin: *Signalverarbeitung*. Vieweg + Teubner Verlag, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2009
- [55] MEASUREMENT SPECIALTIES™ (Hrsg.): *Model EGAS Accelerometer*. measurement specialties™, 09.07. 2013. <http://www.meas-spec.com/downloads/EGAS.pdf>
- [56] LIVERMORE SOFTWARE TECHNOLOGY CORPORATION: *LS-DYNA®Keyword User's Manual Volume 1*. 2012
- [57] JOHN O. HALLQUIST: *LS-DYNA®Theory Manual*. Livermore Software Technology Corporation, 2006
- [58] DU BOIS, Paul: *Crashworthiness Engineering in LS-DYNA*. 2000
- [59] LIVERMORE SOFTWARE TECHNOLOGY CORPORATION: *Contact in LS-DYNA*. 2003
- [60] ARBEITSKREIS MESSDATENVERARBEITUNG FAHRZEUGSICHERHEIT, ARBEITSGRUPPE ALGORITHMEN: *Crash-Analyse, Beschreibung der Kriterien*. Bundesanstalt für Straßenwesen, 2005
- [61] SAE J211-1 (1995): *Instrumentation for Impact Test, Part 1, Electronic Instrumentation*
- [62] ALEM, Nabih ; PERRY, Matthew: Design of digital low-pass filters for time-domain recursive filtering of impact acceleration signals (Final Report) / USAARL Report No. 95-13. 1995. – Forschungsbericht
- [63] OBERKAMPF, William L. ; TRUCANO, Timothy G.: Verification and validation in computational fluid dynamics. In: *Progress in Aerospace Sciences* 38 (2002), Nr. 3, S. 209–272
- [64] SCHWER, Leonard E.: An Overview of the ASME Guide for Verification and Validation in Computational Solid Mechanics. In: 5. *LS-DYNA Anwenderforum, Ulm*, 2005
- [65] AMERICAN INSTITUTE OF AERONAUTICS AND ASTRONAUTICS: *AIAA Guide for the Verification and Validation of Computational Fluid Dynamics Simulations*. American Institute of Aeronautics & Astronautics, 1998
- [66] ASME: *Guide for Verification and Validation in Computational Solid Mechanics*. Amer. Society of Mech. Eng., 2006 (ASME V&V Bd. 10-2006)
- [67] HEMEZ, François M: The myth of science-based predictive modeling. In: *Foundations Workshop for Verification, Validation, and Accreditation (VV&A) in the 21st Century* Arizona State University, Tempe, Arizona (2004)
- [68] SCHWER, Leonard E.: Validation metrics for response histories: perspectives and case studies. In: *Engineering with Computers* 23 (2007), Nr. 4, S. 295–309
- [69] WHANG, Benjamin ; GILBERT, William E. ; ZILLIACUS, Stephen: Two visually meaningful correlation measures for comparing calculated and measured response histories. In: *Shock and Vibration* 1 (1994), Nr. 4, S. 303–316
- [70] OBERKAMPF, William L. ; BARONE, Matthew F.: Measures of agreement between computation and experiment: Validation metrics. In: *Journal of Computational Physics* 217 (2006), Nr. 1, S. 5 – 36
- [71] GEERS, Thomas L.: An objective error measure for the comparison of calculated and measured transient response histories. In: *Shock and Vibration Information Center The Shock and Vibration Bull.* 54, Pt. 2 (1984), S. 99 – 108
- [72] SPRAGUE, MA ; GEERS, TL: A spectral-element method for modelling cavitation in transient fluid-structure interaction. In: *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 60 (2004), Nr. 15, S. 2467–2499

-
- [73] RUSSELL, David M.: Error measures for comparing transient data: part I: development of a comprehensive error measure. In: *Proceedings of the 68th Shock and Vibration Symposium, Hunt Valley, MD*, 1997, S. 175–184
- [74] OBERKAMPF, William L. ; TRUCANO, Timothy G.: Verification, Validation, and Predictive Capability in Computational Engineering and Physics. In: *Foundations for Verification and Validation in the 21st Century Workshop October 22-23, 2002, Johns Hopkins University/Applied Physics Laboratory, Laurel, Maryland*, 2002
- [75] SARIN, H ; KOKKOLARAS, M ; HULBERT, G ; PAPALAMBROS, P ; BARBAT, S ; YANG, R-J: A Comprehensive metric for comparing time histories in validation of simulation models with emphasis on vehicle safety applications. In: *ASME 2008 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference* American Society of Mechanical Engineers, 2008, S. 1275–1286
- [76] KNOWLES, C.P ; GEAR, C.W.: *Revised validation metric*. (unpubliziert; zitiert nach [68]), 2004
- [77] GEHRE, Christian ; GADES, Heinrich ; WERNICKE, Philipp: Objective rating of signals using test and simulation responses. In: *21st International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV)*, 2009
- [78] THUNERT, Carsten: *CORA Release 3.6 User's Manual*. On behalf of PDB - Partnership for Dummy Technology and Biomechanics, September 2012
- [79] SARIN, H ; KOKKOLARAS, Michael ; HULBERT, G ; PAPALAMBROS, Panos ; BARBAT, S ; YANG, R-J: Comparing time histories for validation of simulation models: error measures and metrics. In: *Journal of dynamic systems, measurement, and control* 132 (2010), Nr. 6
- [80] LUND, Morten E. ; ZEE, Mark de ; RASMUSSEN, John: Comparing calculated and measured curves in validation of musculoskeletal models. In: *XIII. International Symposium on Computer Simulation in Biomechanics*, 2011
- [81] VAVALLE, Nicholas A. ; JELEN, Benjamin C. ; MORENO, Daniel P. ; STITZEL, Joel D. ; GAYZIK, F. S.: An Evaluation of Objective Rating Methods for Full-Body Finite Element Model Comparison to PMHS Tests. In: *Traffic Injury Prevention* 14 (2013), Nr. sup1, S. 87–94
- [82] RHULE, Heather H. ; MALTESE, Matthew R. ; DONNELLY, Bruce R. ; EPPINGER, Rolf H. ; BRUNNER, Jill K. ; BOLTE, John H.: Development of a new biofidelity ranking system for anthropomorphic test devices. In: *Stapp car crash journal* 46 (2002), S. 477–512
- [83] BARBAT, Saeed ; FU, Yan ; ZHAN, Zhenfei ; YANG, Ren-Jye ; GEHRE, Christian: Objective Rating Metric For Dynamic Systems. In: *23rd International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV)*, 2013
- [84] ALT, Helmut ; GODAU, Michael: Computing the Fréchet distance between two polygonal curves. In: *International Journal of Computational Geometry & Applications* 5, Nos 1 & 2 (1995), S. 75–91
- [85] CHAMBERS, Erin W. ; VERDIÈRE Éric Colin de ; ERICKSON, Jeff ; LAZARD, Sylvain ; LAZARUS, Francis ; THITE, Shripad: Homotopic Fréchet distance between curves or, walking your dog in the woods in polynomial time. In: *Computational Geometry* 43 (2010), Nr. 3, S. 295–311
- [86] KITTLER, Josef: A nonlinear distance metric criterion for feature selection in the measurement space. In: *Information Sciences* 9 (1975), Nr. 4, S. 359–363

-
- [87] FURUI, Sadaoki: Speaker-Independent Isolated Word Recognition Using Dynamic Features of Speech Spectrum. In: *IEEE Transactions on Acoustics, Speech and Signal Processing* 34 (1986), Nr. 1, S. 52–59
- [88] BASSEVILLE, Michele: Distance measures for signal processing and pattern recognition. In: *Signal processing* 18 (1989), Nr. 4, S. 349–369
- [89] SINGHAL, Ashish ; SEBORG, Dale E.: Matching patterns from historical data using PCA and distance similarity factors. In: *Proceedings of the 2001 American Control Conference*. Bd. 2 IEEE, 2001, S. 1759–1764
- [90] CROUZET, Olivier ; AINSWORTH, William: Cross-frequency temporal envelope correlation for the processing of degraded speech: Preliminary investigations. In: *Joint Congress of the French and German Acoustical Societies (CFA-DAGA)* Bd. 1, Deutsche Gesellschaft für Akustik eV, 2004, S. 393–394
- [91] MURMANN, Robert ; HARZHEIM, Lothar ; DOMINICO, Stefan: Application of CAE in development of crash sensing systems based on misuse tests. In: *crash.tech 2014*, TÜV Süd, April 08-09, München, 2014
- [92] OASYS LTD (Hrsg.): *PRIMER Version 10.0*. Oasys Ltd, 2011
- [93] GROSS, Dietmar ; HAUGER, Werner ; SCHRÖDER, Jörg ; WALL, Wolfgang A.: *Technische Mechanik 3: Kinetik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012
- [94] ZELLER, Peter: *Handbuch Fahrzeugakustik : Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2009
- [95] DOW AUTOMOTIVE SYSTEMS (Hrsg.): *BETAFOAM™ 84100E/84120E Classical NVH Foam*. Technical Data Sheet. DOW Automotive Systems, 2012
- [96] DROSTE, Alexander D. ; RÖTTGER, Jan: Crash Performance Increase with Structural BETAFOAM™. In: *6. LS-DYNA Anwenderforum, Frankenthal*, 2007
- [97] BARPANDA, Dev ; BOVEN, Michelle L. ; ALLEN, Mark P. ; BILLOTTO, Frank V.: Polyurethane Foam Inserts for NVH and Structural Applications / SAE International. 2004. – Forschungsbericht
- [98] CHERNG, John G.: Smart Acoustic Material for Automotive Applications / The University of Michigan-Dearborn, Henry W. Patton Center for Engineering Education and Practice Annual Progress Report. 2005. – Forschungsbericht
- [99] NAIR, Anand: *Numerical Simulation of the Misuse Load Case „Curb Strike“ in LS-DYNA*, RWTH Aachen University, Faculty of Mechanical Engineering, Diplomarbeit, 2012
- [100] HEISSING, Bernd ; ERSOY, Metin ; GIES, Stefan: *Fahrwerkhandbuch*. Vieweg+Teubner Verlag, GWV Fachverlage GmbH, 2007
- [101] GOSOLITS, Bernd ; VISINESCU, Radu-Mihail ; MAUCHER, Roland: Numerische Simulation von Elastomerlagern mit LS-DYNA. In: *DYNAmore LS-DYNA Forum, Bad Mergentheim*, 2002
- [102] KERSTEN, Thomas ; GIES, Stefan: Modern chassis development as a result of skilfully combining testing and simulation. In: *15th Stuttgart International Symposium Automotive and Engine Technology - Volume 2*, 2015
- [103] ERHART, Tobias: Review of Solid Element Formulations in LS-DYNA - Properties, Limits, Advantages, Disadvantages. In: *LS-DYNA Entwicklerforum*, 2011
-

-
- [104] GRAF, Tobias: *Contact Modeling*. Dynamore GmbH, 2014
- [105] MSC SOFTWARE: *Adams Multibody Dynamics for Functional Virtual Prototyping*, 2013
- [106] IPG AUTOMOTIVE GMBH (Hrsg.): *CarMaker® Reference Manual Version 4.0*. IPG Automotive GmbH, 2012
- [107] GIPSER, M.: FTire - the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics. In: *Vehicle System Dynamics* 45 (2007), S. 139–151
- [108] AMMON, Dieter: Vehicle dynamics analysis tasks and related tyre simulation challenges. In: *Vehicle System Dynamics* 43 (2005), S. 30–47
- [109] BIER, Igor: *Untersuchung des Einflusses der Radaufhängungsmodellierung auf das Crashverhalten von Personenwagen*, Fachhochschule Gießen-Friedberg, Diplomarbeit, 2008
- [110] OERTEL, Ch ; FANDRE, A: Tire Model RMOD-K 7 and Misuse Load Cases / SAE Technical Paper. 2009 (2009-01-0582). – Forschungsbericht
- [111] OERTEL, Ch.: *RMOD-K Formula Documentation*. Fachhochschule Brandenburg, FB Technik - Mechatronik, 2011
- [112] WIRJE, Anders ; CARLSSON, Kristian: Modeling and Simulation of Peak Load Events Using Adams-Driving Over a Curb and Skid Against a Curb / SAE Technical Paper. 2011 (2011-01-0733). – Forschungsbericht
- [113] BRANNON, RM: Rotation, A Review of Useful Theorems Involving Proper Orthogonal Matrices Referenced to Three Dimensional Physical Space. In: *Computational Physics and Mechanics*, Sandia National Laboratories, Albuquerque (2002)

Abbildungsverzeichnis

1.1	Crash-Sensierungssystem als mechatronisches Systems	2
1.2	Crash-Sensing-System als Bestandteil der passiven Fahrzeugsicherheit	3
1.3	Mögliche Sensorpositionen und deren Detektionsrichtung	4
1.4	Prinzipieller Aufbau eines Sensierungs-Algorithmus	5
1.5	Übersicht wichtiger Misuse-Lastfälle	8
2.1	Reale und virtuelle Messketten zur Ermittlung der Sensorsignale	15
2.2	Harmonisches Signal $a(t) = \hat{a} \sin \omega t$ mit Kreisfrequenz ω : kontinuierlich ($\Omega_s \rightarrow \infty$), zu selten ($\Omega_s = 1, 8\omega$) und hinreichend oft ($\Omega_s = 2, 2\omega$) abgetastet	15
2.3	Verdeutlichung des Aliasing-Effekts	16
2.4	Beschreibung der Rotation eines Koordinatensystems	17
2.5	Post-Processing der virtuellen Sensorsignale	18
2.6	Beispiel zur Demonstration des Post-Processing der virtuellen Sensorsignale	20
2.7	Beschleunigung in y-Richtung als Ableitung von v_y	22
2.8	Amplitudengänge verschiedener Filter 4. Ordnung	23
3.1	Verifizierungs- und Validierungsprozess	25
3.2	Beispiel zur subjektiven Beurteilung der Ähnlichkeit von Kurven	27
3.3	Beeinflussung der Wahrnehmung der Übereinstimmung	35
3.4	Gegenüberstellung verschiedener Korridorformen	36
3.5	Konstruktion der Korridorpunkte	37
3.6	Prozess zur Konstruktion des Korridors	38
3.7	Beispiel für die Zulässigkeitsprüfung der Korridorpunkte	39
3.8	Abstände zwischen einem Punkt B_i^n und den jew. Punkten auf der Basiskurve und den Korridorkanten	40
3.9	Verlauf von \tilde{c}_i in Abhängigkeit der Parameter und Abstände	41
3.10	Varianten für den Umgang mit den Datenpunkten an den Grenzen des Auswerteintervalls	43
3.11	Beispiel zur Illustration der Notwendigkeit eines weiteren Faktors zur Beurteilung des Phasenunterschiedes	44
3.12	CoSi: Programmablaufplan	47
3.13	Illustration der Schritte zum Vergleich zweier Kurven	48
3.14	Auswirkung der gewählten Korridorbreiten auf die Korridorform am Beispiel einer gedämpften Sinusschwingung mit Rauschanteil	52
3.15	Auswirkung der gewählten Korridorbreiten auf die Korridorform am Beispiel eines Misuse-Signals	53
3.16	Beispiel zweier Kurven mit schlechter Übereinstimmung zur Diskussion der Ergebnisse von CoSi	55
3.17	Beispiel identischer Kurven mit Abweichung in lediglich einem Peak	57
3.18	Generischen Kurven aus [71]	59
3.19	Vergleich der Ergebnisse verschiedener Metriken mit generischen Kurven aus [71]	60
3.20	Generischen Funktionen aus [69] zum Vergleich der Bewertungsergebnisse von CoSi, Gers, CORA und Whang	61
3.21	Vergleich der Kurven aus [73]	64
3.22	Misuse-Signale mit geringer Abweichung zum Vergleich der Metriken	66
3.23	Misuse-Signale mit großer Abweichung zum Vergleich der Metriken	66
4.1	Beispiel einer Energiebilanz infolge von initial penetrations	71
4.2	Verdeutlichung des penalty-Kontakts bei initial penetration	71
4.3	Deformiertes Schalen-Element als Ursache für numerisches Rauschen	73
4.4	Aufbringen von initial stress in Schraubenverbindungen	73
4.5	Energiebilanz eines in Ruhe befindlichen Gesamtfahrzeugmodells	75

4.6	Vergleich der Beschleunigungssignale aus verschiedenen Ereignissen	76
5.1	FE-Modell für die Simulation des Türzuschlags	81
5.2	Signale am SIS im Lastfall Türzuschlag M1	83
5.3	Detailansicht der FE-Modelle für die Simulation des Haubenzuschlags	83
5.4	Darstellung des Haubenscharniers zur Einstellung der Anfangsposition im Pre-Processing .	85
5.5	Signale am EFS (center) im Lastfall Haubenzuschlag	85
5.6	Verschiedene Auftreffpunkte des Lastfalls „Pendelschlag“	86
5.7	Signale am SIS ohne und mit Berücksichtigung der Vordeformation an der Pendelpos. 1 .	87
5.8	FE-Modelle für die Simulation des Pendelschlags	88
5.9	Vergleich des Signals am SIS aus Test und Simulation für den Lastfall Pendelschlag	89
5.10	Bereich in B-Säule und Schweller, in denen die Schaumeinleger zu berücksichtigen sind .	90
5.11	Vergleich der Signale aus den Laborlastfällen bzgl. Gefahr der Auslösung	91
6.1	Versuchsaufbau des Lastfalls „Seitliches Bordsteinanrutschen“	92
6.2	Versuchsdurchführung des Lastfalls „Seitliches Bordsteinanrutschen“	93
6.3	Beschleunigungssignal am SIS im Lastfall „Seitliches Bordsteinanrutschen“	96
6.4	Geschwindigkeitssignal am SIS im Lastfall „Seitliches Bordsteinanrutschen“	97
6.5	Darstellung der Radaufhängung im Pre-Processor	98
6.6	Berücksichtigung der Vorspannung in der Federung der Radaufhängung	98
6.7	Verwendung der vorgespannten Feder im Fahrzeugmodell; exemplarisch dargestellt mit zwei unterschiedlichen Einfederungszuständen links und rechts	99
6.8	Unterschied in der Fahrzeugbewegung beim Bordsteinkontakt durch Berücksichtigung der Schwerkraft	101
6.9	Modellierung der Elastomerlager in der Radaufhängung	102
6.10	Kraft-Weg-Diagramme für Elastomerlager	103
6.11	Signale am SIS im Lastfall „Seitliches Bordsteinanrutschen“, geringe Reibung, 0°	106
6.12	Vergleich der Signale aus den Schlittenlastfällen bzgl. Gefahr der Auslösung	106
7.1	Tiefe und Länge der Schlaglöcher	108
7.2	Radlasten des Vorderrades bei der Durchfahrt von Schlagloch 3	110
7.3	Darstellung der Radaufhängung in Adams	110
7.4	Simulationsansatz des Kraft-Inputs in die Fahrzeugstruktur	111
7.5	Schritte zur Untersuchung der Zulässigkeit der Kopplung von FEA und MKS für die Ver- wendung zur Sensing-Simulation	112
7.6	Radlasten des Vorderrades bei der Durchfahrt von Schlagloch 1	114
7.7	Beschleunigungssignale am EFS (center) im Lastfall „Schlaglochdurchfahrt“ ($S1, 40 \frac{\text{km}}{\text{h}}$) .	115
7.8	Vergleich der Signale aus verschiedenen Schlaglochdurchfahrten bzgl. Gefahr der Auslösung	117
A.1	Rotation eines Vektors \vec{s} um die Achse \vec{n} um den Winkel α	133
B.1	Beispiele für die Lage der Punkte mit den kürzesten Abständen zu b^n	135
B.2	Abweichung in den Abständen zwischen diskreter Punkt-zu-Punkt-Bestimmung und Ap- proximation	136
B.3	Herunterskalierte Ergebniskurve zu Beispiel Abb. 3.17	136
B.4	Streudiagramme der Ergebniskoeffizienten von CoSi, Geers [71], CORA [77, 78]	137
C.1	Signalvergleich Versuch A mit Versuch B am SIS (Türzuschlag M1)	138
C.2	Signalvergleich am SIS (Türzuschlag M2, M3, M4)	138
C.3	Einflüsse verschiedener Simulationansätze auf das Signal am EFS bei der Schlagloch- durchfahrt	140

Tabellenverzeichnis

3.1	Übersicht der Ergebnisfaktoren von CoSi	50
3.2	Ergebnis des Vergleichs der Kurven aus Abbildung 3.17 für verschiedene Parameter-Einstellungen	58
3.3	Ergebnis des Vergleichs der Kurven aus [71] durch CoSi, Geers und CORA	61
3.4	Ergebnis des Vergleichs der Funktionen aus [69] durch CoSi, Geers, CORA und Whang . .	63
3.5	Ergebnis des Vergleichs der Kurven aus [73] durch CoSi, Geers, CORA, Russel und Whang	63
3.6	Ergebnis des Vergleichs mit Misuse-Signalen durch CoSi, Geers und CORA	67
3.7	Korrelationskoeffizienten der Ergebnisfaktoren von CoSi, Geers und CORA	68
5.1	Ergebnis des Signalvergleichs am SIS durch CoSi im Lastfall „Türzuschlag“	82
5.2	Ergebnis des Signalvergleichs am EFS durch CoSi im Lastfall „Haubenzuschlag“	85
5.3	Ergebnis des Signalvergleichs am SIS durch CoSi im Lastfall „Pendelschlag“ auf Pos. 2, S2: 12 kg 70 J	89
6.1	Ergebnis des Signalvergleichs am SIS durch CoSi im Lastfall „Seitliches Bordsteinanrutschen“	104
7.1	Ergebnis des Signalvergleichs am EFS durch CoSi im Lastfall „Schlaglochdurchfahrt“ (S1, 40 km/h)	115
C.1	Ergebnis des Signalvergleichs am SIS durch CoSi im Lastfall „Pendelschlag“	139
C.2	Ergebnis des Signalvergleichs am SIS durch CoSi im Lastfall „seitliches Bordsteinanrutschen“	139
C.3	Ergebnis des Signalvergleichs am EFS durch CoSi im Lastfall „Schlaglochdurchfahrt“, Variantenstudie 1	139
C.4	Ergebnis des Signalvergleichs am EFS durch CoSi im Lastfall „Schlaglochdurchfahrt“, Variantenstudie 2	139
C.5	Ergebnis des Signalvergleichs am EFS durch CoSi im Lastfall „Schlaglochdurchfahrt“ . . .	140

A Herleitung der Euler-Rodriguez-Formel und Rotationsmatrix

Die in Kapitel 2.2.1 verwendete Transformation leitet sich nach [113] wie folgt her:

Laut Euler ist die Rotation eines Starrkörpers um einen beliebigen festen Punkt eindeutig beschrieben durch die Rotationsachse durch diesen Punkt und den Rotationswinkel um jene Achse. Dazu wird die Rotationsoperation \mathbf{R} um den Einheitsvektor \vec{n} eines Vektors \vec{s} um den Winkel α betrachtet, siehe Abb. A.1.

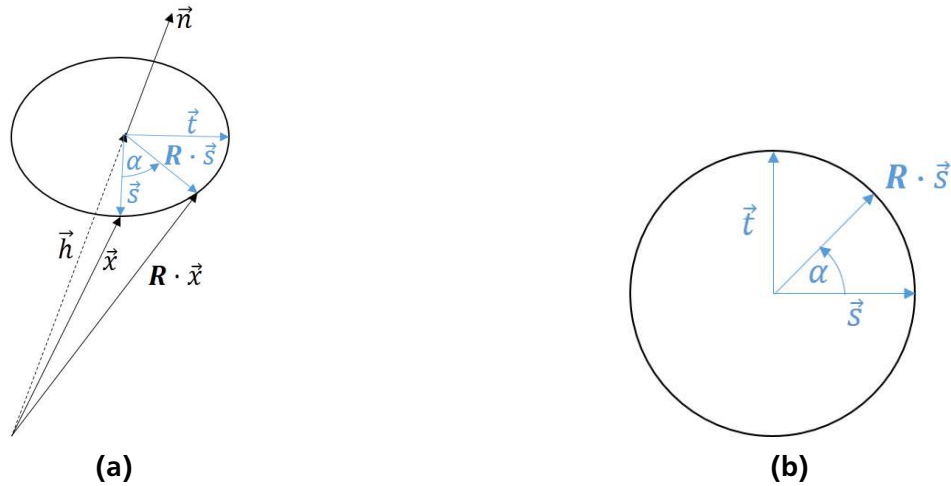


Abbildung A.1: Rotation eines Vektors \vec{s} um die Achse \vec{n} um den Winkel α

Den Anteil des Vektors \vec{x} in Richtung \vec{n} beschreibt der Vektor \vec{h}

$$\vec{h} = (\vec{x} \cdot \vec{n}) \vec{n}.$$

Der Vektor \vec{s} senkrecht auf \vec{n} ergibt sich somit zu

$$\vec{s} = \vec{x} - \vec{h}.$$

Ferner sei \vec{t} ein Vektor, der senkrecht auf \vec{n} und \vec{s} ist und somit

$$\vec{t} = \vec{n} \times \vec{s} = \vec{x} \times (\vec{x} - \vec{h}) = \vec{n} \times \vec{x},$$

da $\vec{n} \parallel \vec{h}$ gilt $\vec{n} \times \vec{h} = \vec{0}$. Betrachtet man Abb. A.1b, so lässt sich die Rotation von \vec{s} beschreiben als

$$\begin{aligned} \mathbf{R} \cdot \vec{s} &= \cos \alpha \vec{s} + \sin \alpha \vec{t} \\ &= \cos \alpha (\vec{x} - (\vec{x} \cdot \vec{n}) \vec{n}) + \sin \alpha (\vec{n} \times \vec{x}). \end{aligned}$$

Gemäß Abb. A.1a lässt sich auch schreiben

$$\begin{aligned} \mathbf{R} \cdot \vec{x} &= \vec{h} + \mathbf{R} \cdot \vec{s} \\ &= (\vec{x} \cdot \vec{n}) \cdot \vec{n} + \cos \alpha \vec{s} + \sin \alpha \vec{t} \\ &= (\vec{x} \cdot \vec{n}) \cdot \vec{n} + \cos \alpha (\vec{x} - (\vec{x} \cdot \vec{n}) \vec{n}) + \sin \alpha (\vec{n} \times \vec{x}) \end{aligned}$$

und damit ergibt sich durch Umstellen die sog. „Euler-Rodriguez-Formel“ zu

$$\mathbf{R} \cdot \vec{x} = \cos \alpha (\vec{x} - (\vec{x} \cdot \vec{n}) \vec{n}) + (\vec{x} \cdot \vec{n}) \cdot \vec{n} + \sin \alpha (\vec{n} \times \vec{x}).$$

Um nun die Rotationsmatrix \mathbf{R} zu erhalten, lassen sich beide Seiten der Euler-Rodriguez-Formel nach \vec{x} differenzieren.

Dabei wird verwendet, dass

$$\frac{d}{d\vec{x}} (\vec{n} \cdot (\vec{x} \cdot \vec{n})) = \vec{n} \frac{d(\vec{x} \cdot \vec{n})}{d\vec{x}} = \vec{n} \mathbf{I} \vec{n} = \vec{n}^T \vec{n}$$

und

$$\vec{n} \times \vec{x} = \mathbf{A} \cdot \vec{x},$$

mit

$$\mathbf{A} = -\epsilon_{ijk} n_k = \begin{bmatrix} 0 & -n_3 & n_2 \\ n_3 & 0 & -n_1 \\ -n_2 & n_1 & 0 \end{bmatrix},$$

wobei \mathbf{I} die Einheitsmatrix bezeichnet und ϵ_{ijk} das Permutationssymbol.

Somit ergibt sich die gesuchte Rotationsmatrix schließlich zu

$$\begin{aligned} \mathbf{R} &= \cos \alpha (\mathbf{I} - \vec{n} \vec{n}) + \vec{n} \vec{n} + \sin \alpha \frac{d(\vec{x} \cdot \vec{n})}{d\vec{x}} \\ &= \cos \alpha (\mathbf{I} - \vec{n} \vec{n}) + \vec{n} \vec{n} + \sin \alpha \cdot \mathbf{A} \\ &= \cos \alpha \cdot \mathbf{I} + (1 - \cos \alpha) \vec{n} \vec{n} + \sin \alpha \mathbf{A} \\ &= \cos \alpha \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} + (1 - \cos \alpha) \begin{bmatrix} n_1 n_1 & n_1 n_2 & n_1 n_3 \\ n_2 n_1 & n_2 n_2 & n_2 n_3 \\ n_3 n_1 & n_3 n_2 & n_3 n_3 \end{bmatrix} + \sin \alpha \begin{bmatrix} 0 & -n_3 & n_2 \\ n_3 & 0 & -n_1 \\ -n_2 & n_1 & 0 \end{bmatrix}. \end{aligned}$$

B Ergänzende Informationen zur Metrik CoSi

B.1 Bestimmung des kürzesten Abstandes

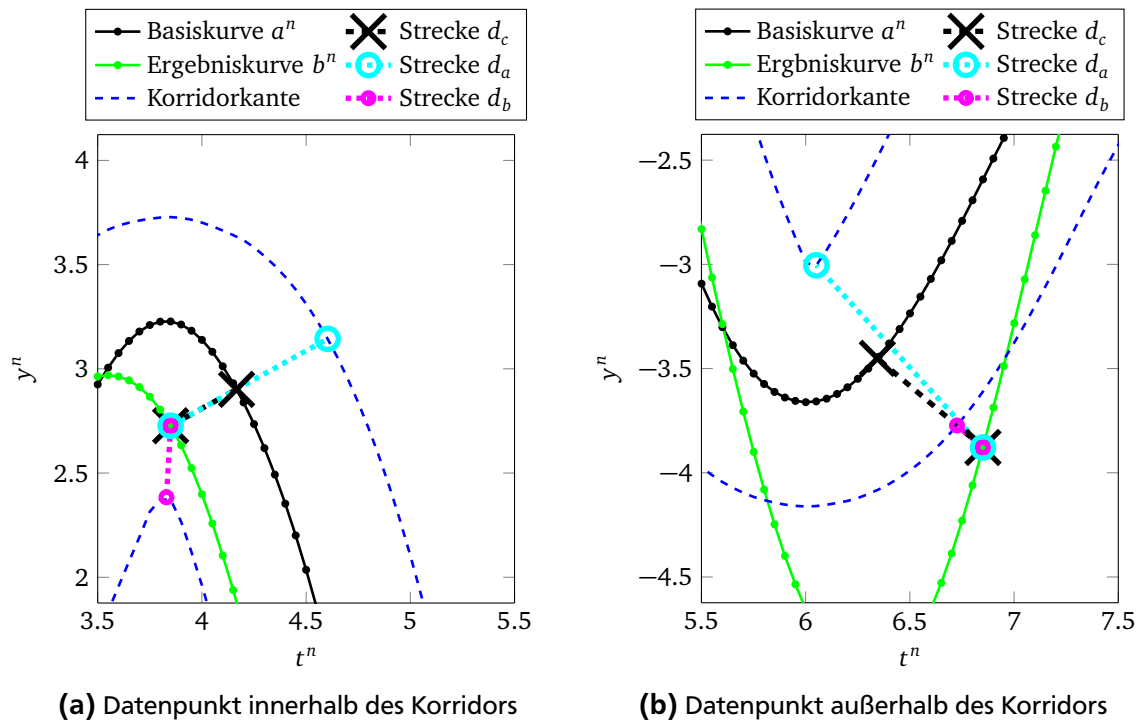


Abbildung B.1: Beispiele, dass die Punkte mit den kürzesten Abständen (bestimmt per spline-Interpolation) von der Ergebnis-kurve b^n zur Basiskurve a^n und zu den Korridorkanten nicht immer auf einer Linie liegen

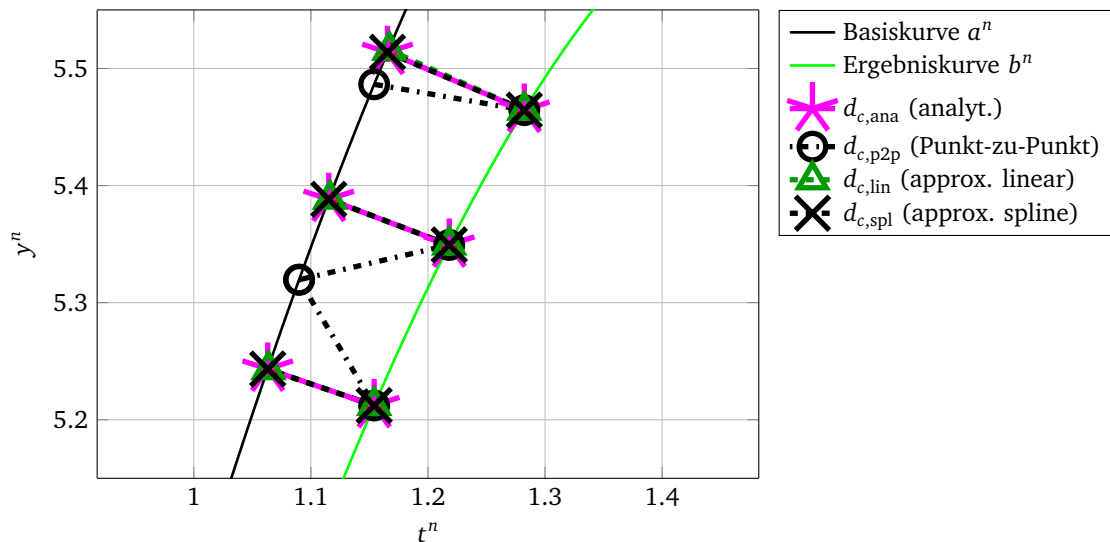


Abbildung B.2: Abweichung in den Abständen zwischen diskreter Punkt-zu-Punkt-Bestimmung und Approximation: Dargestellt ist ein Kurvenausschnitt aus einer halben Sinus-Periode ($a^n = 6 \cdot \sin t^n$, $b^n = 5,7 \cdot \sin t^n$, $t^n = [0; \pi]$ mit $N = 50$ diskreten Punkten; das Amplituden-Perioden-Verhältnis und die Anzahl der Punkte orientiert sich an typischen Werten der halben Periode mit dem maximaler Peaks in Misuse-Signalen). Gemäß dem relativen Fehlermaß $\varepsilon = \frac{\sum_{i=1}^N |d_{c,i,approx.} - d_{c,i,ana}|}{\sum_{i=1}^N d_{c,i,ana}}$ ist die Abweichung bei Punkt-zu-Punkt-Bestimmung zu den

analytisch bestimmten Abständen $\varepsilon_{p2p} = 61,6 \%$, bei linearer Approx. $\varepsilon_{lin} = 0,6 \%$ und bei spline-Approx. $\varepsilon_{spl} = 3,8 \cdot 10^{-5} \%$.

B.2 Skalierung der Ergebniskurve

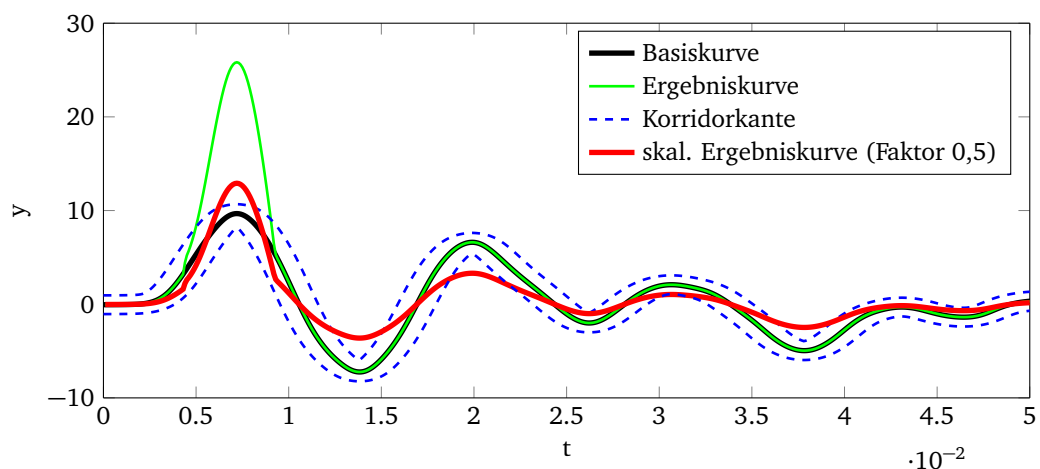


Abbildung B.3: Herunterskalierte Ergebniskurve zu Beispiel Abb. 3.17; dient hier zur Verdeutlichung, dass dadurch die Abweichung vergrößert wird

B.3 Streudiagramme zur Korrelation der Ergebniskoeffizienten CoSi, Geers, CORA

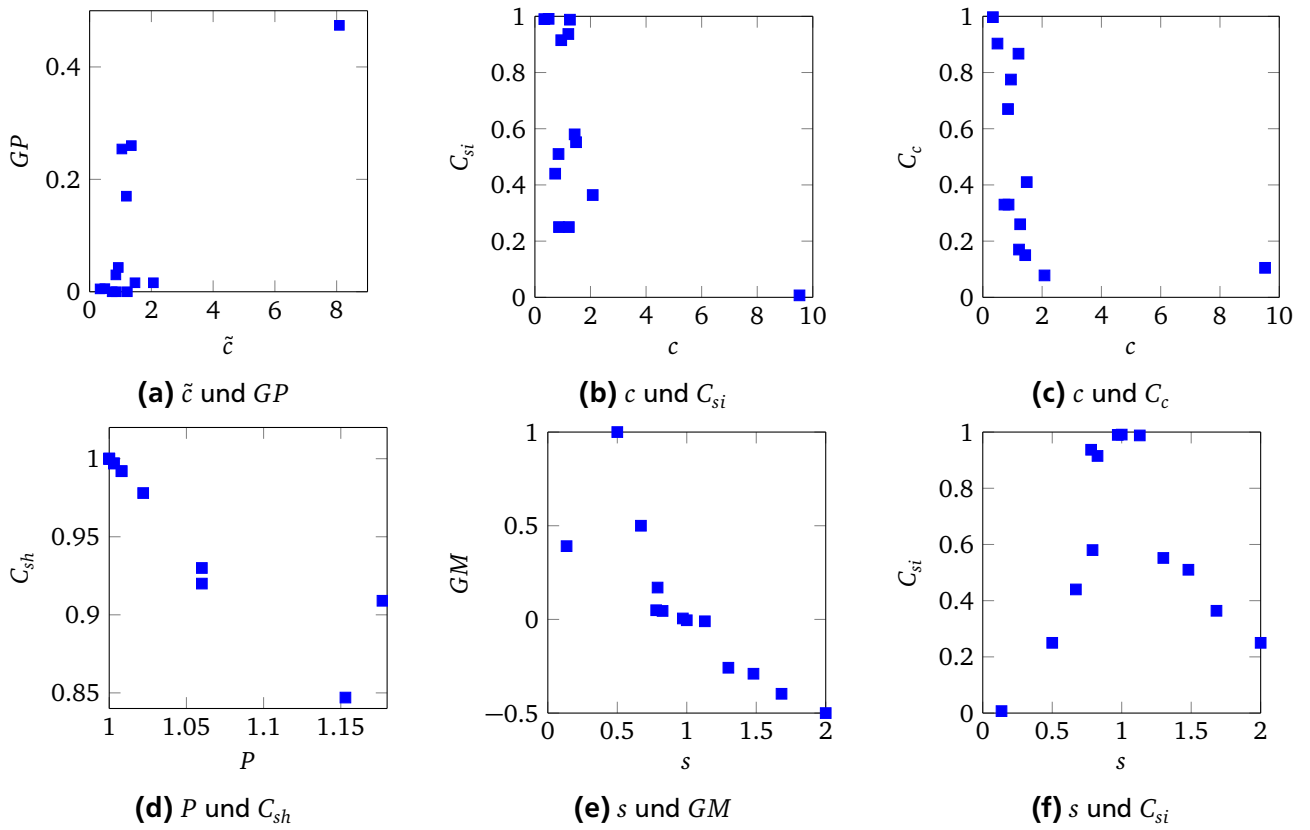


Abbildung B.4: Streudiagramme der Ergebniskoeffizienten von CoSi, Geers [71], CORA [77, 78]

C Simulation der Misuse-Lastfälle

C.1 Türzuschlag

$$\tilde{c} = 0.70; P = 1.05; c = 0.73; s = 1.95$$

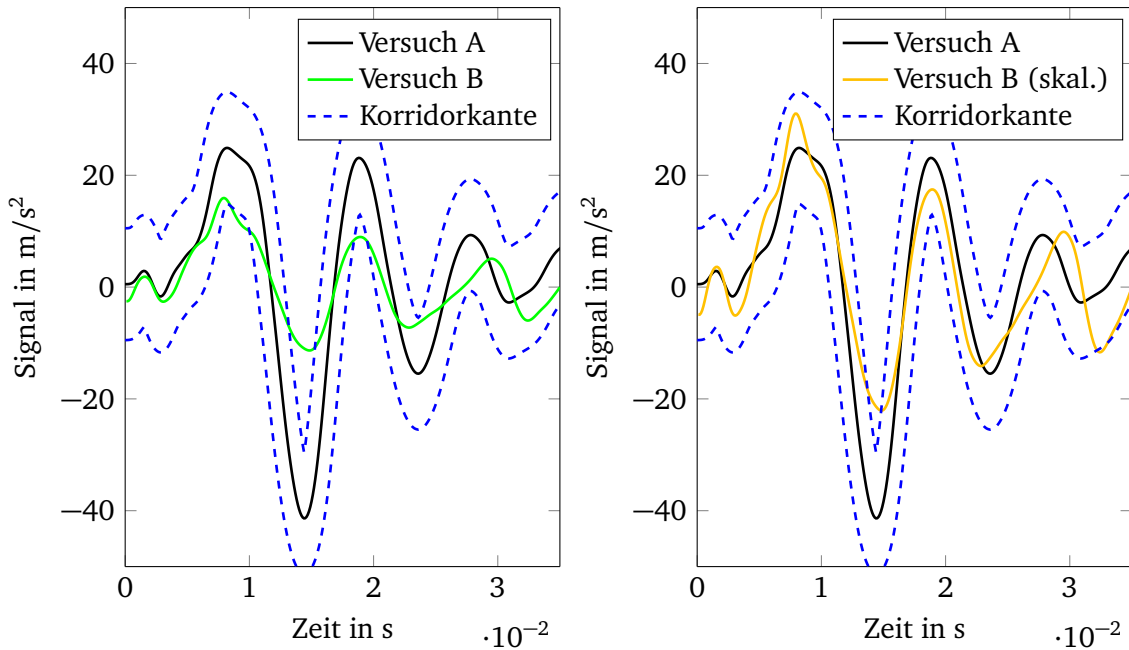


Abbildung C.1: Signalvergleich Versuch A mit Versuch B am SIS (Türzuschlag M1)

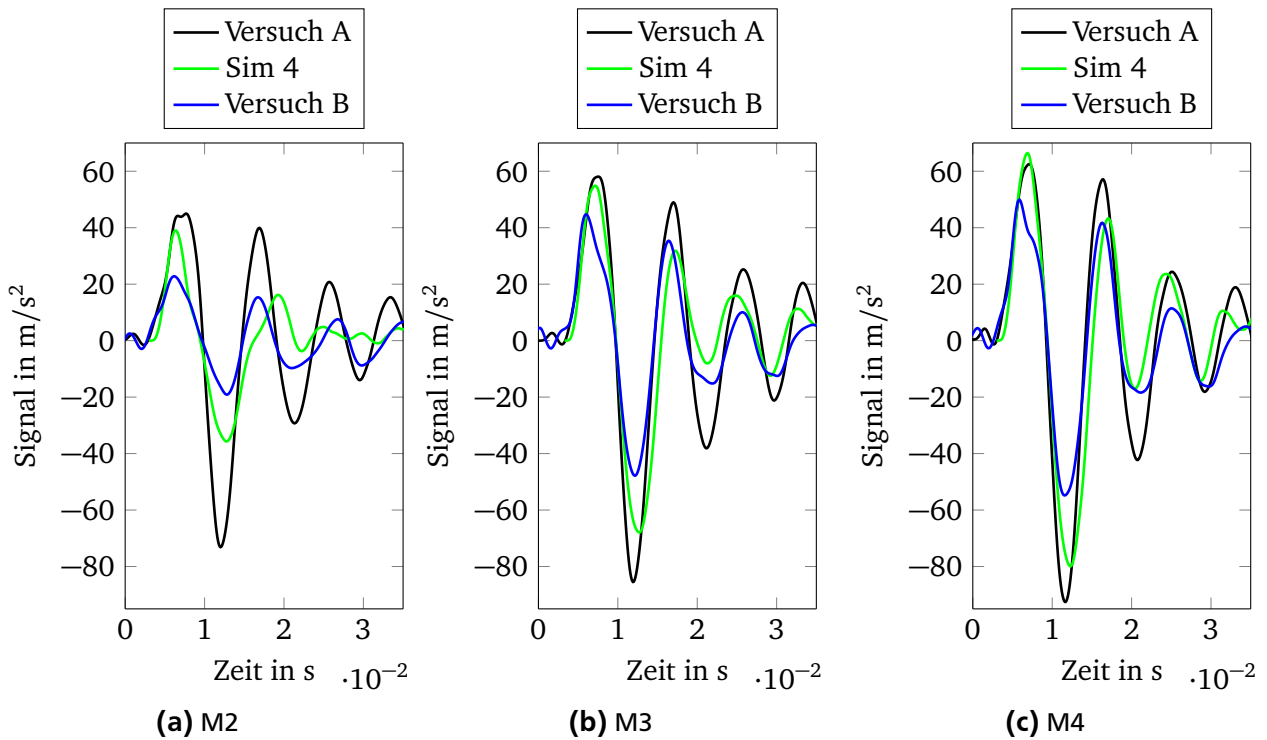


Abbildung C.2: Signalvergleich am SIS (Türzuschlag M2, M3, M4)

C.2 Pendelschlag

Tabelle C.1: Ergebnis des Signalvergleichs am SIS durch CoSi im Lastfall „Pendelschlag“

		\tilde{c}			P			c			s		
		Pos 1	Pos 2	Pos 3	Pos 1	Pos 2	Pos 3	Pos 1	Pos 2	Pos 3	Pos 1	Pos 2	Pos 3
S1	Vers. A vs B	0,89	2,79	0,77	1,03	1,14	1,05	0,91	3,18	0,80	0,65	0,29	0,78
	A vs Sim 3	2,10	1,38	1,35	1,18	1,08	1,11	2,47	1,48	1,50	0,36	0,59	0,74
S2	Vers. A vs B	2,08	0,34	0,45	1,11	1,00	1,15	2,32	0,34	1,37	0,34	0,84	0,71
	A vs Sim 3	2,19	0,77	0,89	1,16	1,05	1,15	2,55	0,81	1,40	0,40	0,77	0,75
S3	Vers. A vs B	1,53	0,38	0,38	1,03	1,00	1,17	1,58	0,38	1,06	0,46	0,84	0,65
	A vs Sim 3	0,88	1,32	1,32	1,11	1,03	1,20	0,97	1,36	1,95	0,73	0,52	0,73
S4	Vers. A vs B	0,67	0,84	0,84	1,01	1,04	1,12	0,68	0,88	1,24	0,76	0,62	0,65
	A vs Sim 3	0,96	1,81	1,81	1,10	1,03	1,24	1,06	1,86	3,66	1,00	0,39	0,39

C.3 Seitliches Bordsteinanrutschen

Tabelle C.2: Ergebnis des Vergleichs des Beschleunigungssignals am SIS durch CoSi im Lastfall „seitliches Bordsteinanrutschen“ für den Lastfall mit geringer und hoher Reibung

	\tilde{c}		P		c		s	
	Vers. A vs B	A vs Sim	Vers. A vs B	A vs Sim	Vers. A vs B	A vs Sim	Vers. A vs B	A vs Sim
low μ	0,93	1,34	1,02	1,03	0,95	1,38	0,75	0,74
high μ	1,34	1,34	1,02	1,04	1,41	1,39	0,75	0,78

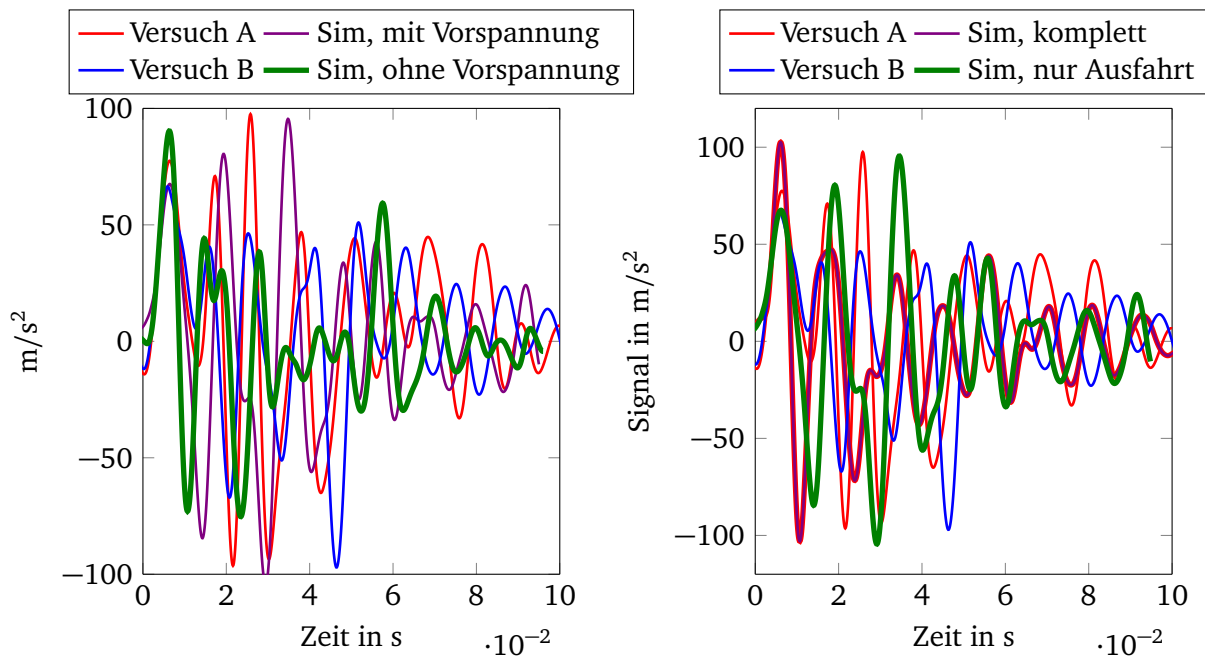
C.4 Schlaglochdurchfahrt

Tabelle C.3: Ergebnis des Signalvergleichs am EFS (center) durch CoSi im Lastfall „Schlaglochdurchfahrt“, Einfluss der Abbildung der Vorspannung, Lastfall S3 $v_3 = 50 \frac{\text{km}}{\text{h}}$, Durchfahrt rechts, Krafteinleitung in Radnabe

	\tilde{c}	P	c	s
Versuch A vs B	1,23	1,23	1,52	0,86
A vs Sim mit Vorsp.	1,10	1,35	1,49	0,70
A vs Sim ohne Vorsp.	1,43	1,23	1,76	0,81
B vs Sim mit Vorsp.	1,14	1,18	1,35	0,70
B vs Sim ohne Vorsp.	1,40	1,31	1,83	0,80
Sim Vorsp. vs Sim ohne Vorsp.	1,41	1,32	1,87	0,86

Tabelle C.4: Ergebnis des Signalvergleichs am EFS (center) durch CoSi im Lastfall „Schlaglochdurchfahrt“, Unterschied im Signal bei Simulation der kompletten Durchfahrt gegenüber nur der Ausfahrt

	\tilde{c}	P	c	s
Versuch A vs B	1,23	1,23	1,52	0,86
A vs Sim (kompl.)	1,36	1,43	1,95	0,71
A vs Sim (Ausfahrt)	1,10	1,35	1,49	0,70
Sim (kompl.) vs Sim (Ausfahrt)	1,11	1,18	1,31	0,74



(a) Einfluss auf das Signal bei Berücksichtigung der Vorspannung im Federbein der Radaufhängung (b) Simulation der kompletten Durchfahrt gegenüber der Simulation nur der Ausfahrt

Abbildung C.3: Einflüsse verschiedener Simulationansätze auf das Signal am EFS bei der Schlaglochdurchfahrt

Tabelle C.5: Ergebnis des Signalvergleichs am EFS (center) durch CoSi im Lastfall „Schlaglochdurchfahrt“
 $(v_1 = 30 \frac{\text{km}}{\text{h}}, v_2 = 40 \frac{\text{km}}{\text{h}}, v_3 = 50 \frac{\text{km}}{\text{h}}, v_4 = 60 \frac{\text{km}}{\text{h}}, v_5 = 80 \frac{\text{km}}{\text{h}}, \text{Durchfahrt mit links})$

	\tilde{c}		P		c		s	
	Vers. A vs B	A vs Sim	Vers. A vs B	A vs Sim	Vers. A vs B	A vs Sim	Vers. A vs B	A vs Sim
S1 v_2	1,25	1,21	1,13	1,22	1,41	1,48	0,62	0,82
S2 v_2	1,08	1,02	1,15	1,20	1,25	1,22	0,71	0,73
S1 v_4	1,35	1,78	1,15	1,12	1,55	1,98	0,78	0,45
S1 v_5	0,64	1,49	1,04	1,25	0,66	1,86	0,86	0,52
S2 v_4	1,11	1,20	1,23	1,19	1,36	1,44	0,79	0,50
S2 v_5	1,22	1,26	1,21	1,25	1,47	1,56	0,65	0,60
S3 v_1	1,16	1,27	1,15	1,22	1,33	1,55	0,73	0,54
S3 v_3	0,82	1,57	1,13	1,36	0,93	2,14	0,74	0,65

Lebenslauf

Robert Murmann

Persönliche Daten

Geburtsjahr 1985
Geburtsort Aschaffenburg

Berufstätigkeit

seit 09/2015	CAE Analyst <i>Jaguar Land Rover, Gaydon, Großbritannien</i>
07/2011 - 06/2015	Industriepromotion <i>Adam Opel AG, Rüsselsheim</i> <i>Fachgebiet Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt</i>
07/2004 - 03/2005	Wehrdienst <i>Bataillon Elektronische Kampfführung 922, Donauwörth</i>

Bildungsweg

10/2009 - 05/2011	Studium Allgemeiner Maschinenbau <i>Technische Universität Darmstadt; Abschluss: Master of Science</i>
09/2008 - 06/2009	Studium Mechanical Engineering <i>University of Glasgow, Großbritannien</i>
10/2005 - 08/2008	Studium Allgemeiner Maschinenbau <i>Technische Universität Darmstadt; Abschluss: Bachelor of Science</i>
09/1995 - 06/2004	Schule <i>Kronberg-Gymnasium Aschaffenburg; Abschluss: Allgemeine Hochschulreife</i>
